

VŠB – Technická univerzita Ostrava
Fakulta strojní
Katedra energetiky

Vstřikovací parogenerátor pro Flexibilní energetický
systém na využití odpadního tepla

Injection steam generator for Flexible energy system using
waste heat

Student: Bc. Josef Šrahůlek
Vedoucí diplomové práce: doc. Ing. Ladislav Vilimec

Ostrava 2013

Zadání diplomové práce

Student: **Bc. Josef Šrahůlek**
Studijní program: **N2301 Strojní inženýrství**
Studijní obor: **2302T006 Energetické stroje a zařízení**
Téma: **Vstříkovací parogenerátor pro FES na využití odpadního tepla**
Injection Steam Generator for Flexible Energy System Using Waste Heat

Zásady pro vypracování:

1. Vypracujte řešení na využití FES pro odpadní teplo se zaměřením na použití vstříkovacího parogenerátoru.
2. Stanovte vlastnosti parovzduchové směsi.
3. Navrhněte schéma FES se vstříkovacím parogenerátorem.
4. Definujte parametry pro vstříkovací parogenerátor.
5. Vypracujte výpočtový projekt vstříkovacího parogenerátoru.

Seznam doporučené odborné literatury:

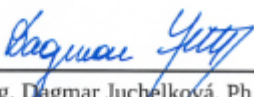
DLOUHÝ, T. *Výpočty kotlů a spalinových výměníků*. Skripta ČVUT Praha, 2002. ISBN 80-01-02591-8.
VILIMEC, L. *Řízení a regulace energetických zařízení*. Skripta VŠB TU Ostrava, 2008. ISBN 978-80-248-1853-5.

Formální náležitosti a rozsah diplomové práce stanoví pokyny pro vypracování zveřejněné na webových stránkách fakulty.


Vedoucí diplomové práce: **doc. Ing. Ladislav Vilimec**

Datum zadání: 14.12.2012

Datum odevzdání: 20.05.2013


prof. Ing. Dagmar Juchelková, Ph.D.
vedoucí katedry




doc. Ing. Ivo Hlavatý, Ph.D.
děkan fakulty

Místopřísežné prohlášení studenta

Prohlašuji, že jsem celou diplomovou práci včetně příloh vypracoval samostatně pod vedením vedoucího diplomové práce a uvedl jsem všechny použité podklady a literaturu.

V Ostravě dne

.....

Podpis studenta

Prohlašuji, že

- jsem byl seznámen s tím, že na moji diplomovou práci se plně vztahuje zákon č. 121/2000 Sb., autorský zákon, zejména § 35 – užití díla v rámci občanských a náboženských obřadů, v rámci školních představení a užití díla školního a § 60 – školní dílo.
- beru na vědomí, že Vysoká škola báňská – Technická univerzita Ostrava (dále jen „VŠB-TUO“) má právo nevýdělečně ke své vnitřní potřebě diplomovou práci užít (§ 35 odst. 3).
- souhlasím s tím, že diplomová práce bude v elektronické podobě uložena v Ústřední knihovně VŠB-TUO k nahlédnutí a jeden výtisk bude uložen u vedoucího diplomové práce. Souhlasím s tím, že údaje o kvalifikační práci budou zveřejněny v informačním systému VŠB-TUO.
- bylo sjednáno, že s VŠB-TUO, v případě zájmu z její strany, uzavřu licenční smlouvu s oprávněním užít dílo v rozsahu § 12 odst. 4 autorského zákona.
- bylo sjednáno, že užít své dílo – diplomovou práci nebo poskytnout licenci k jejímu využití mohu jen se souhlasem VŠB-TUO, která je oprávněna v takovém případě ode mne požadovat přiměřený příspěvek na úhradu nákladů, které byly VŠB-TUO na vytvoření díla vynaloženy (až do jejich skutečné výše).
- beru na vědomí, že odevzdáním své práce souhlasím se zveřejněním své práce podle zákona č. 111/1998 Sb., o vysokých školách a o změně a doplnění dalších zákonů (zákon o vysokých školách), ve znění pozdějších předpisů, bez ohledu na výsledek její obhajoby.

V Ostravě dne

.....

Jméno a příjmení autora práce:

Josef Šrahůlek

Adresa trvalého pobytu autora práce:

Kněždub 309

ANOTACE DIPLOMOVÉ PRÁCE

ŠRAHŮLEK, J. *Vstřikovací parogenerátor pro Flexibilní energetický systém na využití odpadního tepla: diplomová práce*. Ostrava: VŠB – Technická univerzita Ostrava, Fakulta strojní, Katedra energetiky, 2013, 56 s. Vedoucí práce: doc. Ing. Ladislav Vilimec.

Diplomová práce se zabývá návrhem vstřikovacího parogenerátoru pro Flexibilní energetický systém na využití odpadního tepla. Diplomová práce obsahuje řešení zaměřenou na Flexibilní energetický systém, výpočtový matematický model a výpočet parametrů pro vstřikovací parogenerátor, tepelnou a hmotnostní bilanci vstřiku. Dále obsahuje samotný návrh vstřikovacího parogenerátoru a analytický model vypařování vstřikované kapaliny.

ANNOTATION OF DIPLOMA WORK

ŠRAHŮLEK, J. *Injection valve steam generator for flexible energy system on heat recovery: Diploma thesis*. Ostrava: VŠB – Technical university of Ostrava, faculty of Mechanical Engineering, Department of Power Engineering, 2013, 56 p. Supervisor: doc. Ing. Ladislav Vilimec.

The diploma thesis deals with injection valve steam generator for flexible energy system on heat recovery. Thesis includes research aimed on flexible energy system, computational mathematical model and calculation parameters for injection valve steam generator, heat and specific balance injection. Further includes himself suggestion injection valve steam generator and analytical model vaporization inject liquid.

SEZNAM POUŽITÝCH ZNAČEK

FES		Flexibilní energetický systém
pvs		parovzduchová směs
a	$[kJ \cdot kg^{-1}]$	práce
cp	$[kJ \cdot kg^{-1}]$	měrná tepelná kapacita
d	$[kg \cdot kg^{-1}]$	měrná vlhkost vlhkého vzduchu
d	$[mm]$	průměr potrubí
i	$[kJ \cdot kg^{-1}]$	entalpie
\dot{m}	$[kg \cdot s^{-1}]$	hmotnostní tok
p	$[kPa]$	tlak
P	$[kW]$	tepelný výkon
q	$[W \cdot m^{-2}]$	hustota tepelného toku
Q	$[W]$	tepelný tok
r_{sv}	$[kJ \cdot kg^{-1} \cdot K]$	měrná plynová konstanta vzduchu
r_{vp}	$[kJ \cdot kg^{-1} \cdot K]$	měrná plynová konstanta vodní páry
S	$[m^2]$	průřez
t_{sm}	$[^{\circ}C]$	teplota parovzduchové směsi
T_{sm}	$[K]$	teplota parovzduchové směsi
V	$[m^3]$	objem
\dot{V}	$[m^3 \cdot s^{-1}]$	objemový tok
w_{pd}	$[kg \cdot kg^{-1}]$	koncentrace vodní páry ve vlhkém vzduchu
w_{pp}	$[kg \cdot kg^{-1}]$	koncentrace procesní páry v pvs
w_{sv}	$[kg \cdot kg^{-1}]$	koncentrace suchého vzduchu v pvs
w_{vp}	$[kg \cdot kg^{-1}]$	koncentrace vodní páry v pvs
w	$[m \cdot s^{-1}]$	rychlost
ρ_{sm}	$[kg \cdot m^{-3}]$	hustota pvs

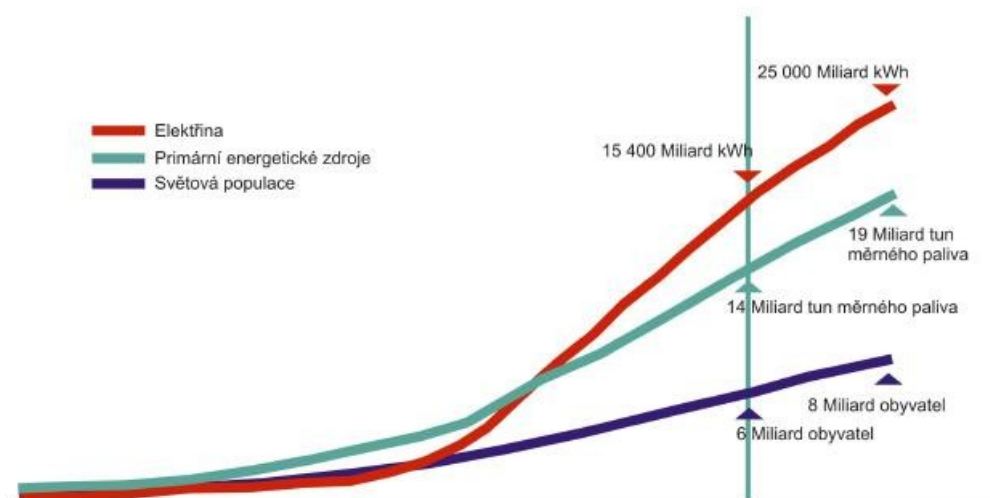
OBSAH

1.	Úvod	8
1.1	Rankinův – Clausiův cyklus.....	9
1.2	Braytonův cyklus	13
1.3	Kombinovaný cyklus	15
2.	FES - Flexibilní energetický systém	17
3.	Parovzduchová směs.....	22
3.1	Vlastnosti parovzduchové směsi.....	22
3.2	Výpočet entalpie parovzduchové směsi.....	25
4.	Výpočtové body	29
4.1	Turbosoustrojí.....	29
4.2	Vstříky.....	31
4.3	Tepelné výměníky	32
5.	Vstříkový generátor paroplynové směsi	37
5.1	Funkce zařízení	37
5.2	Technické provedení.....	38
5.3	Tepelná a hmotnostní bilance vstříku	39
5.4	Hmotnostní bilance na straně vody	40
5.5	Návrh vstříkového generátoru paroplynové směsi	43
6.	Analytický model vypařování.....	50
7.	Závěr	55
8.	Seznam použité literatury	56
9.	Seznam příloh.....	57

1. Úvod

Je zřejmé, že energetika patří mezi několik z nejvýznamnějších odvětví pro společnost. Ovlivňuje nejen rozvoj jednotlivých zemí, ale zasahuje i do každodenního života jednotlivce. Rozvoj energetiky ovlivňuje ekonomiku a sociální úroveň, ale také se často dostává do střetu s ekologickými a geopolitickými překážkami.

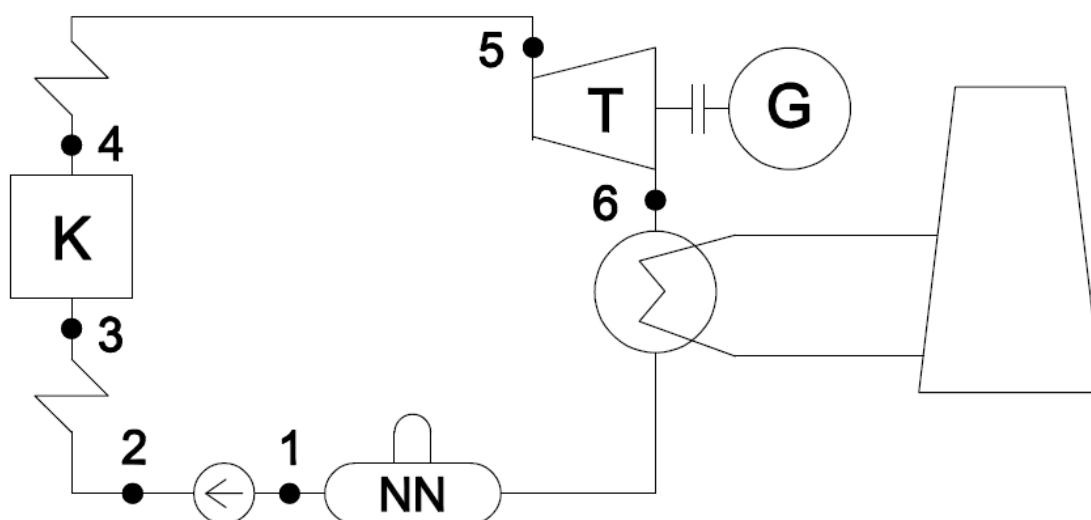
V průběhu několika let je zaznamenán poměrně velký růst světové populace, taktéž zvýšení nároků jednotlivců na celém světě na energii a bezpochyby růst spotřeby energie v rozvojových zemích. Obyvatelé v průmyslově vyspělých státech jsou zvyklí na pravidelný přísun energií a stěží by přistoupili na snižování své životní úrovně. Ale spolehlivé zásobování energiemi široké veřejnosti nemusí být samozřejmostí. V blízké budoucnosti budou muset být řešeny problémy světové energetiky spojené s očekávaným vyčerpáním ropy a zemního plynu a ohrožení biosféry. Nároky na energii neustále porostou a budou odčerpávat hlavně nenahraditelné fosilní zdroje energie. Nejnovější studie ukázaly, že jedna třetina lidstva nemá přístup k energii a v nejbližší době tomu nebude jinak. Až 1300 milionů obyvatel světa žije ve světě bez elektrické energie. Vzhledem ke stále většímu nátlaku na snižování emisí skleníkových plynů, růstu nároků na energii a zajištění dlouhodobě udržitelného rozvoje bude nutné investovat nemalé prostředky do opatření vedoucí k růstu energetické účinnosti, technologickému vývoji transformace fosilních paliv, vývoji jaderných elektráren a využití obnovitelných zdrojů a nízkoemisních paliv.



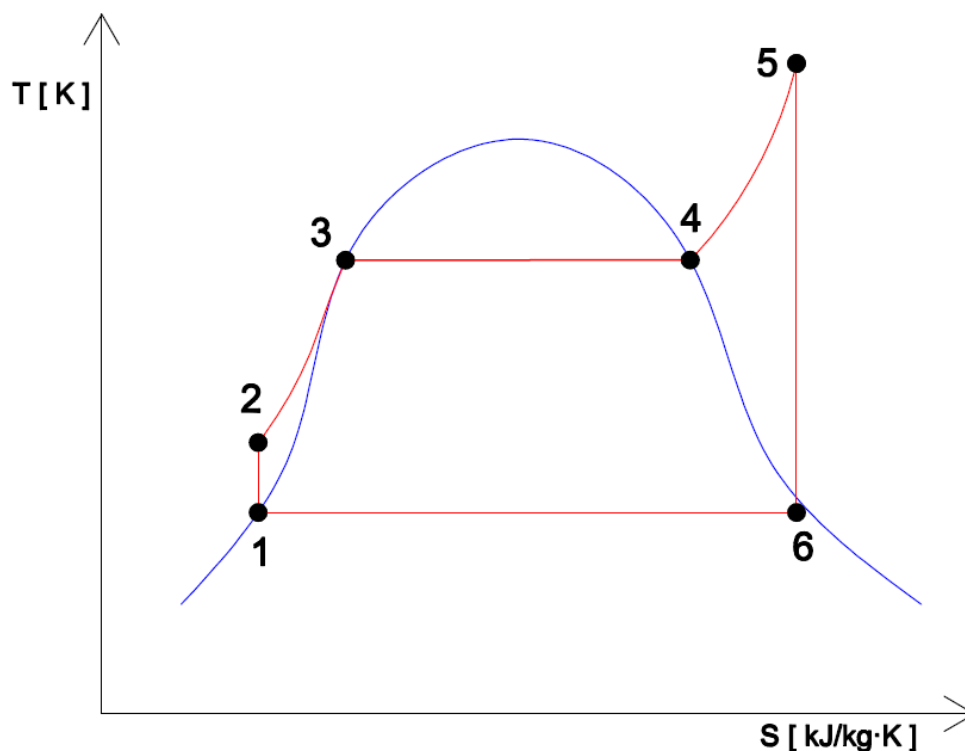
Obr. 1 Vývoj světové populace a prognóza spotřeby energie a elektřiny

1.1 Rankinův – Clausiův cyklus

Elektrická energie se ve většině případů transformuje z tepelné energie. Ať už zdrojem tepelné energie bude jaderný reaktor nebo parní kotel, tak v obou případech se v elektrárnách využívá tepelného oběhu. Tepelný oběh je tvořen vhodně zvolenými termodynamickými ději, které následují za sebou a tvoří tak uzavřený cyklus. Po uběhnutí tohoto cyklu vrací se do výchozího stavu a taktéž i pracovní médium. V případě Rankin - Clausiova cyklu je pracovním médiem voda, která během cyklu mění skupenství a následně se vrátí do původního stavu. Rankin – Clausiův cyklus v klasické tepelné elektrárně je tvořen několika po sobě následujícími zařízeními jako je parní kotel, parní turbína, kondenzátor, napájecí nádrž a napájecí čerpadlo. Pro zvýšení účinnosti tohoto cyklu se využívá tzv. Carnotizace. Jedná se o několik úprav cyklu tak, abychom se co nejvíce přiblížili Carnotově cyklu. Carnotuv oběh je tepelný oběh s nejvyšší účinností. Lze u něj snadno stanovit účinnost, která závisí pouze na nejvyšší teplotě v oběhu a na nejnižší teplotě (teplotě okolí).



Obr. 2 Schéma Rankin – Clausiova cyklu.



Obr. 3 $T - S$ diagram Rankin – Clausiova cyklu.

1 – 2 Mezi těmito body se nachází napájecí čerpadlo, které dopravuje napájecí vodu do kotle, zároveň dochází k zvýšení tlaku této vody, což vede následně ke zvýšení parametrů páry a překonání tlakových ztrát v systému. V dnešních tepelných elektrárnách se běžně dosahuje tlaků kolem 17 MPa. Zvýšení tlaku napájecí vody je doprovázeno nepatrným zvýšením entalpie vody. Často se jako napájecí čerpadlo používá turbonapajčka z důvodu vyšší účinnosti.

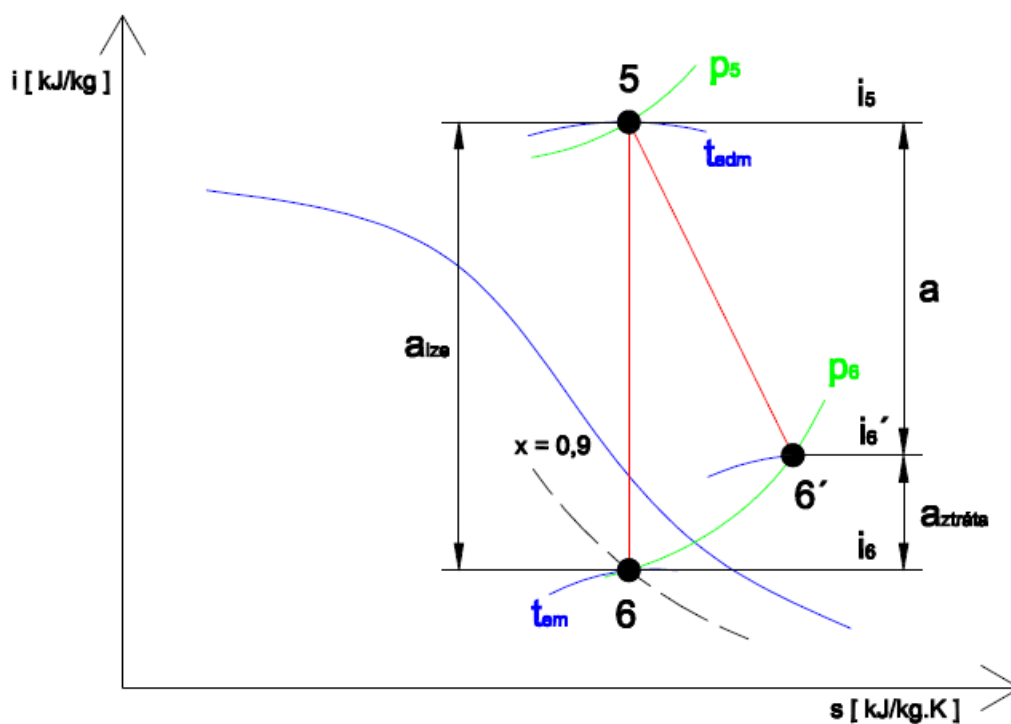
2 – 3 Zde dochází k ohřevu napájecí vody na mez sytosti při daném tlaku. Dochází k značnému nárůstu teploty a entalpie vody díky přísunu tepla prostřednictvím otápěných teplosměných ploch v kotli. Ohřev vody je prováděn v zařízení nazývaném ekonomizér.

3 – 4 Jedná se o izotermický a izobarický děj, tedy v této části už nedochází ke zvyšování teploty, ale k postupnému vypařování vody až na horní mezní křivku, kdy pára dosáhne suchosti $x = 1$. Dochází ke zvyšování entalpie média a k zvýšení měrného objemu.

4 – 5 Pára se dostává do oblasti přehřáté páry. Její přehřívání se uskutečňuje přísunem tepla v přehříváku k docílení ještě vyšší teploty a entalpie páry. Z přehříváku následně pára pokračuje k vysokotlakému dílu parní turbíny.

5 – 6 Pára expanduje v parní turbíně, entalpie pracovního média se transformuje na mechanickou energii. Rotor parní turbíny otáčí s turbogenerátorem a tak dochází k výrobě elektřiny. Pára při expanzi snižuje teplotu a tlak, tedy i entalpie klesá a dostává se na konci expanze pod horní mezní křivku do oblasti mokré páry. Po expanzi se pára dostává na suchost přibližně na $x = 0,85$.

6 – 1 Pára přechází po expanzi v parní turbíně do kondenzátoru, kde na chlazených teplosměnných plochách kondenzuje. Jedná se o izobarický a izotermický děj. Skupenské teplo je odváděno chladicí vodou, která odevzdá toto teplo v chladících věžích. Zkondenzovaná pára z parní turbíny, tedy voda jako pracovní médium se vrátilo zpět do původního stavu a tím se uzavírá celý oběh, kondenzát je soustředěn do napájecí nádrže a znovu použit jako napájecí voda, tak se nachází cyklus zpět ve výchozím stavu a může se opakovat.



Obr. 4 Expanze páry v $i - s$ diagramu.

Teoretický entalpický spád	$a_{ize} = i_5 - i_6$	(1)
----------------------------	-----------------------	-----

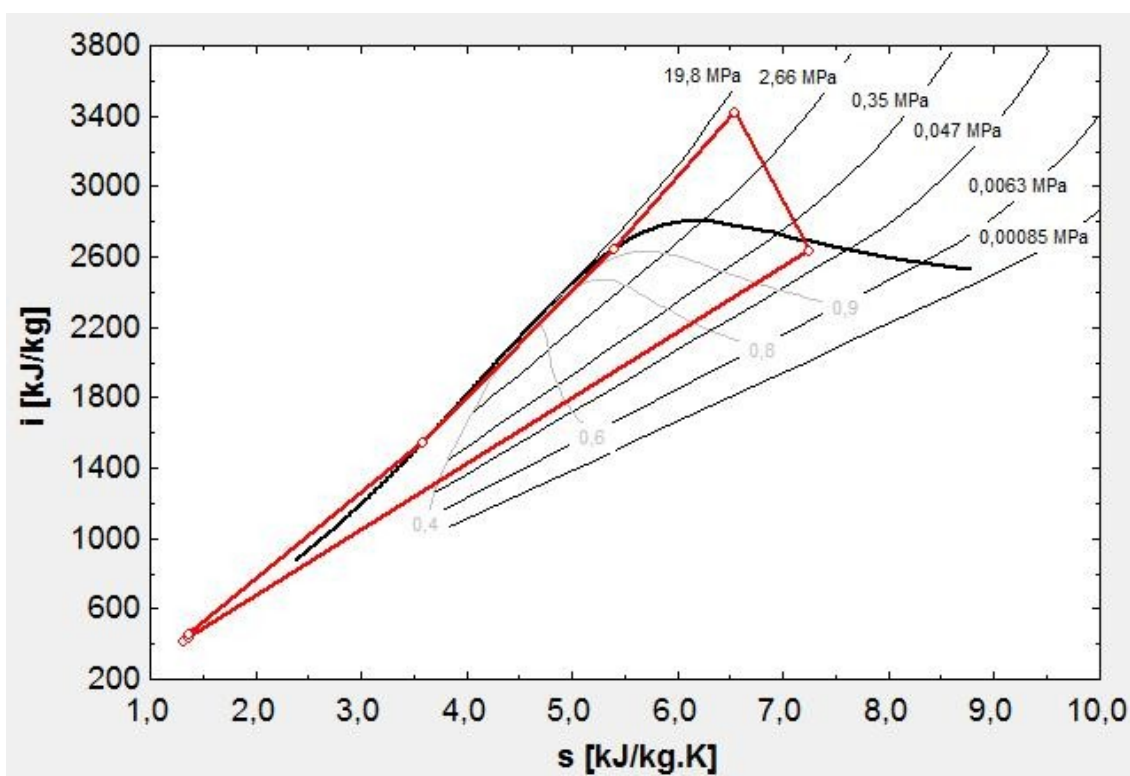
Skutečný entalpický spád	$a = i_5 - i_6'$	(2)
--------------------------	------------------	-----

Termodynamická účinnost	$\eta_{Tdi} = \frac{i_5 - i_6'}{i_5 - i_6}$	(3)
-------------------------	---	-----

Tepelná účinnost cyklu	$\eta_{tc} = \frac{i_5 - i_6'}{i_5 - i_1}$	(4)
------------------------	--	-----

Při transformaci tepelné energie na elektrickou energii s využitím Rankin – Clausiova cyklu dochází při provozu k několika ztrátám, které značně ovlivňují výslednou účinnost oběhu. Těmito hlavními ztrátami jsou:

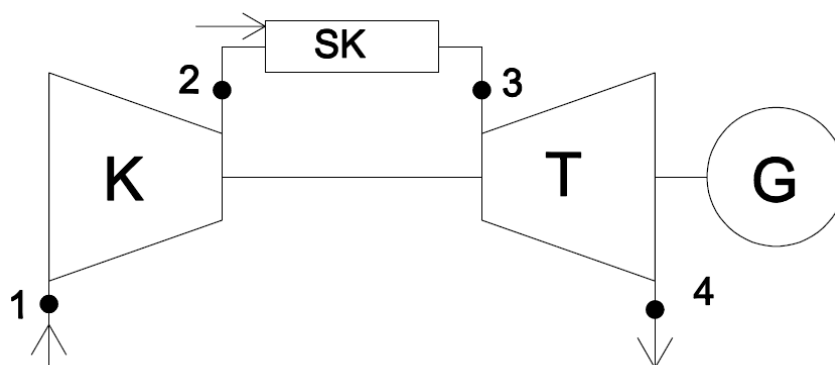
- tepelná ztráta oběhu
- tepelná ztráta turbíny
- ztráty mechanické
- ztráty elektrogenerátoru
- ztráta elektrickým výkonem pomocných zařízení



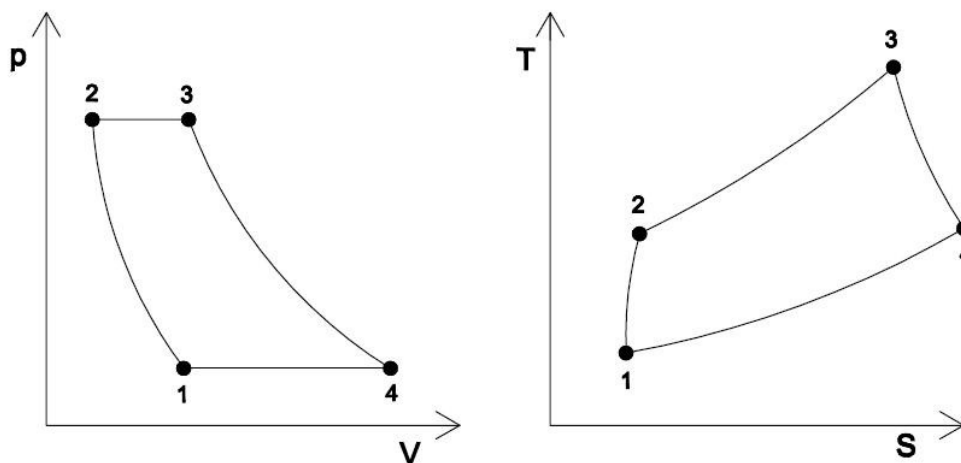
Obr. 5 I – S diagram Rankin – Clausiova cyklu.

1.2 Braytonův cyklus

Braytonův tepelný oběh popisuje činnost plynové turbíny. Plynová turbína je energetický stroj, který využívá přeměnu chemické energie paliva v tepelnou energii ve spalovací komoře. U tohoto oběhu každá termodynamická změna probíhá v samostatné části soustrojí. Toto soustrojí se skládá z několika částí a to turbokompresoru, který nasává a stlačuje spalovací vzduch, dále spalovací komory, kde dochází ke vstřikování paliva a následné zapálení a nakonec z plynové turbíny ve které expandují horké spaliny. Plynová turbína a turbokompresor jsou na stejné hřídeli, tudíž část práce získané turbínou slouží k pohonu turbokompresoru. Účinnost braytonova oběhu závisí především na tlakovém poměru, ale jen do jisté míry, kdy je také rozhodující maximální a minimální hodnota teploty oběhu. Při zvyšování kompresního poměru dochází ke snižování práce oběhu. Pro zvýšení účinnosti se často zařazuje za plynovou turbínu regenerační výměník, který předává část tepla spalin spalovacímu vzduchu před spalovací komorou. Ale se zvyšujícím se kompresním poměrem se zmenšuje využitelné regenerovatelné teplo, proto se běžně využívá dělená komprese s mezichlazením a dělená expanze s přehříváním. Palivem pro spalovací turbínu může být jak kapalné tak plynné palivo a po jeho zapálení ve spalovací komoře spaliny dosahují teplot až kolem 1200°C . Poté co spaliny expandují v plynové turbíně stále mají vysokou teplotu a proto se někdy využívají jako přísun tepla pro další oběh, konkrétně pro Rankin – Clausiův parní oběh. Takové to spojení dvou oběhů s využitím zbytkového tepla spalin pro výrobu páry se nazývá kombinovaný paroplynový cyklus. Hlavní výhodou je poměrně rychlé njetí do maximálního výkonu a vysoká účinnost celého cyklu.



Obr. 6 Schéma Braytonova cyklu.



Obr. 7 p - V a T - S diagram Braytonova cyklu.

1 – 2 Dochází k nasávání spalovacího vzduchu do turbokompresoru a následně k adiabatické kompresi. Vlivem vysokého stlačení narůstá teplota plynu. Kompresní poměr se běžně pohybuje kolem 12 až 14.

2 – 3 Stlačený vzduch proudí do spalovací komory, kde se do něj tryskou rozprašuje palivo. Tato směs paliva a vzduchu je zapálena a dojde k okamžitému nárůstu teploty. Jedná se o izobarický přívod tepla. Produkty spalování, tedy spaliny o vysoké teplotě pokračují k plynové turbíně, aby byly využity ke konání práce.

3 – 4 Horké spaliny adiabaticky expandují v plynové turbíně a dochází ke konání práce, která je využita k pohonu turbogenerátoru a tím k výrobě elektřiny. Část této práce je spotřebována k pohonu turbokompresoru nacházejícím se na stejném hřídeli.

4 – 1 Spaliny po expanzi v turbíně jsou odváděny do ovzduší, ale stále disponují vysokou teplotou obvykle kolem 500°C, proto se často využívají k ohřevu spalovacího vzduchu nebo dalšího média prostřednictvím teplosměnných ploch.

Termická účinnost Braytonova cyklu:

$$\eta_t = 1 - \frac{c_p \cdot (T_4 - T_1)}{c_p \cdot (T_3 - T_2)} = 1 - \frac{1}{\left(\frac{p_2}{p_1}\right)^{\frac{\kappa-1}{\kappa}}} \quad (5)$$

$$\eta_t = \frac{a_T - a_K}{q_a} = \frac{(T_3 - T_4) - (T_2 - T_1)}{(T_3 - T_2)} \quad (6)$$

1.3 Kombinovaný cyklus

Pravděpodobně nejvýhodnější způsob využití energetického paliva představuje kombinovaný cyklus. Tento způsob výrazně zvyšuje účinnost transformace energie přivedené v palivu na elektrickou energii. Kombinovaný cyklus využívá přivedené teplo ve dvou obězích a to nejprve v plynovém oběhu v podobě plynové turbíny a poté zbylé teplo pro výrobu páry v parním oběhu. Taková to varianta kombinovaného cyklu je označována jako paroplynový cyklus. Palivem pro paroplynový cyklus může být uhlí nebo plyn. V dnešní době jsou běžně k dispozici technologie, které využívají převážně jako palivo pro paroplynový cyklus zemní plyn. Zemní plyn je dopravován hořáky do spalovací komory, kde spolu s přivedeným spalovacím vzduchem je spalován. Spaliny o vysoké teplotě směřují k plynové turbíně, která pohání turbogenerátor a turbokompresor. Turbokompresorem je vháněn spalovací vzduch do spalovací komory. Spaliny po expanzi v plynové turbíně mají stále dostatečně velkou teplotu, aby sloužili pro výrobu páry v parním cyklu. Spaliny z plynové turbíny pokračují do parního kotle, kde předávají teplo dalšímu médiu, v tomto případě vodě. Teplosměnné plochy v parním kotli jsou řazeny nejprve jako přehřívák páry, dále výparník a nakonec ekonomizér. V některých případech se ještě do parního kotle dodává další část zemního plynu. Přidáním zemního plynu se dopálí zbývající obsah kyslíku ve spalínách a zvýší se tak teplota. Tímto můžeme docílit ještě vyšší teploty přehřáté páry a tedy vyšší účinnosti parního cyklu. Takto vyrobená pára proudí na parní turbínu a zde expanduje. Parní turbína pohání turbogenerátor, který vyrábí elektřinu. Pro zvýšení tepelné účinnosti se v některých případech odebírá páry pro teplárenské využití. Takže přivedené teplo v podobě chemické energie zemního plynu je efektivně využito pro výrobu elektřiny Braytonovým a Rankin – Clausiovým cyklem.

Výhodou paroplynového cyklu je především rychlé njetí do maximálního výkonu a dobrá regulovatelnost což je přívětivé pro pokrytí odchylek špičkové spotřeby v denním diagramu. Takové to vlastnosti vhodně doplňují ostatní jaderné a uhelné elektrárny určené k pokrytí základního zatížení. Paroplynový cyklus dále také disponuje velkou účinností přeměny energie paliva a je snaha tuto účinnost stále zvyšovat, např. zvyšováním teploty spalín na vstupu do spalovací turbíny. Výstavba takového zařízení je v porovnání s jinými elektrárnami krátká, pohybuje se v rozpětí 30 – 40 měsíců a v neposlední řadě jejich provoz je šetrnější z hlediska emisí skleníkových plynů.

IGCC

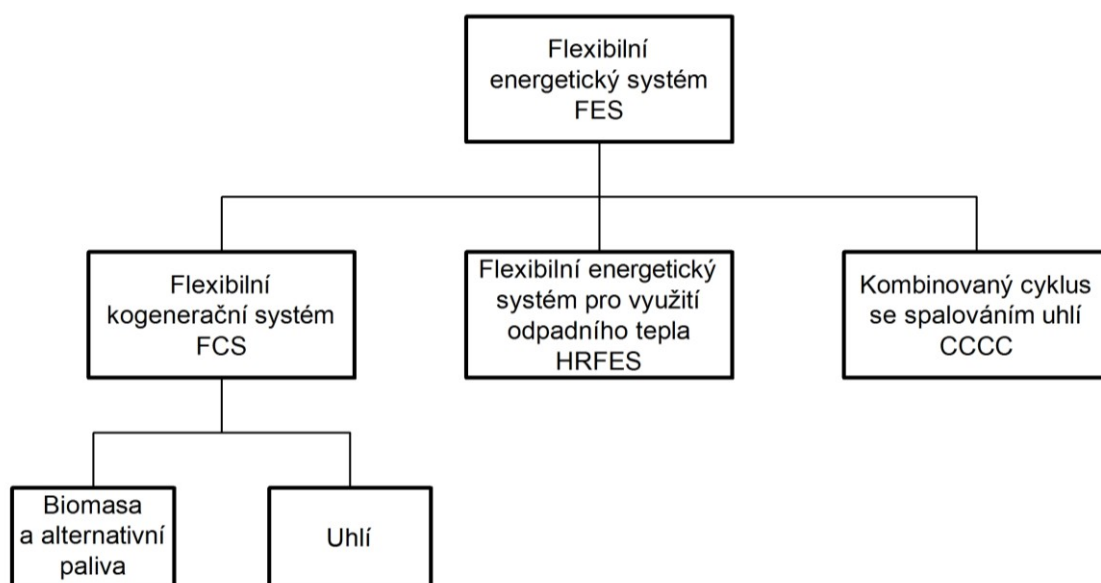
Mezi pokrokové technologie kombinovaných cyklů patří IGCC (Integrated Gasification Combined Cycle). Tato technologie patří mezi čisté uhelné technologie. Energie z uhlí je získávána jeho zplynováním v podobě plynu o vysokém obsahu vodíku a uhlovodíků, který se pak využívá pro plynovou turbínu. Uhlí se tedy nejprve dopravuje do zplyňovacího reaktoru, kde za zvýšené teploty reaguje buď s kyslíkem, vzduchem nebo vodní párou. Získaný surový plyn před tím než poputuje do spalovací turbíny je nutné vyčistit. Plyn je čištěn od pevných částic a jiných znečišťujících látek. Následně se spaluje ve spalovací turbíně. Spaliny vystupující ze spalovací turbíny mají stále vysokou teplotu, proto přechází do tepelného rekuperátoru a ohřívají tak páru. Získaná pára tak pohání klasickou parní turbínu. Takto je elektřina vyráběna pomocí plynové a parní turbíny. IGCC také umožňuje separaci oxidu uhličitého a jeho následné ukládání v porézních podzemních vrstvách s nepropustným nadložím nebo jej lze vtlačet do vytěžených ropných vrtů, odkud vytlačí zbývající ropu. Separace a pumpování oxidu uhličitého do vrtu má taky své nevýhody. Účinnost celého oběhu se pohybuje kolem 46 %, při separaci klesne účinnost na 38 % a pochopitelně se zvýší i investiční náklady.

PFBC

PFBC je systém tlakového fluidního spalování, kde se uhlí spaluje buď v kypící nebo cirkulující fluidní vrstvě za vyššího tlaku. Tento tlak se pohybuje od 0,6 až 1,6 MPa. Vznikají velmi horké plyny o vysokém tlaku, které po vyčištění pohání plynovou turbínu. Plynová turbína pohání turbogenerátor a turbokompresor, který vhání vzduch do tlakového fluidního kotle. Spaliny na výstupu z plynové turbíny jsou ochlazovány ve výměníku, předávají tak zbylé teplo napájecí vodě parního cyklu. Před vypouštěním spalin do ovzduší prochází odlučovačem popílku. Tlakový fluidní kotel kromě produkce horkých spalin také současně ohřívá vodu a produkuje páru pro parní cyklus. K výrobě elektřiny dochází současně v parním a plynovém cyklu. Účinnost tohoto kombinovaného cyklu je 44 % což je stejná účinnost jaké dosahují elektrárny s nadkritickým parním cyklem.

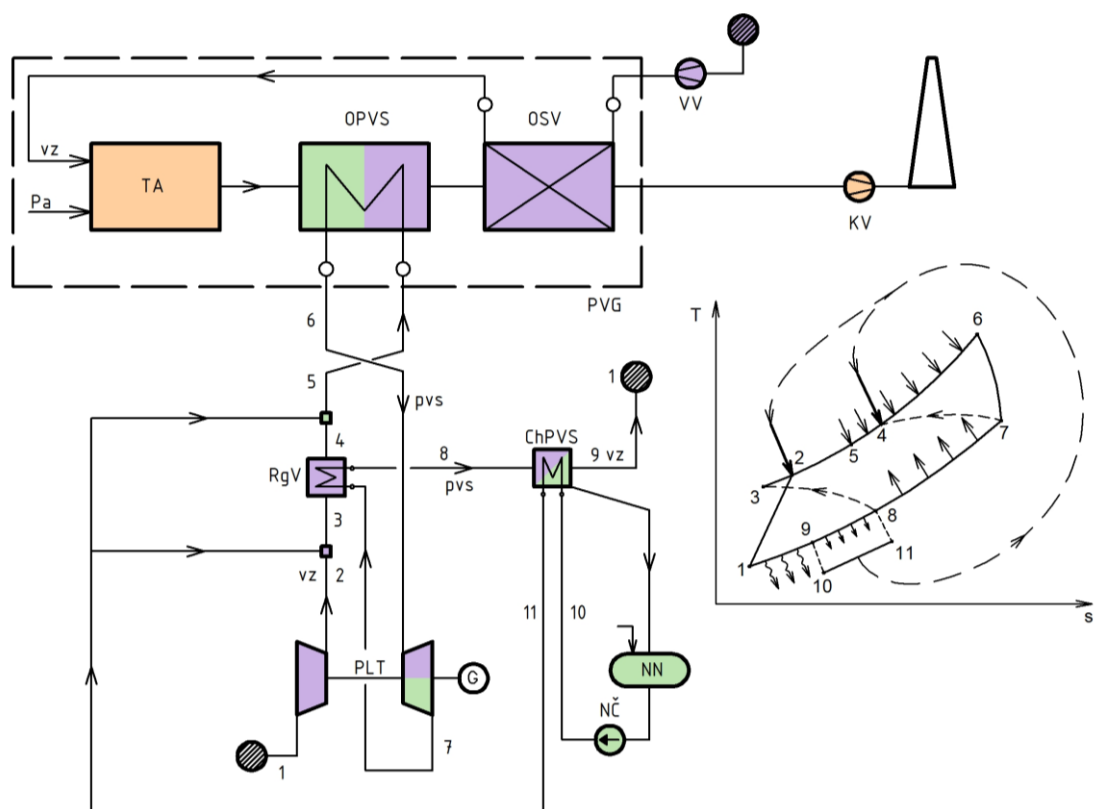
2. FES - Flexibilní energetický systém

Flexibilní energetický systém transformuje chemickou energii pevných paliv na energii elektrickou za pomoci technologie spalování s využitím Braytonova nebo kombinovaného Braytonova a Rankin – Clausiova cyklu. Flexibilní energetický systém je charakteristický svým pracovním médiem jímž je parovzduchová směs, což je směs vzduchu a vodní páry. Hlavním zařízením je plynová turbína, která využívá nepřímého ohřevu pracovního média. Palivem pro tento systém mohou být pevná paliva o různém charakteru jako např. uhlí, biomasa, alternativní paliva případně i odpady. Výhodou je, že můžeme využít i paliva nevhodná pro přímé spalování v plynových motorech, je možné spalovat znečištěná plynná a kapalná paliva a nejrůznější odpady. Jako zdroj primární energie lze však využít i teplo odpadních spalin z různých tepelných agregátů. Spalování těchto paliv se provádí v ohništi s chlazenými stěnami sestavenými z membránových stěn zapojených jako výparník s přirozenou cirkulací. Provedení ohniště se využívají osvědčené varianty spalovacích komor klasických kotlů. Ohniště může být roštové, práškové, s bublinkovou nebo cirkulující fluidní vrstvou, ale také pro spalování plynných a kapalných paliv. Spaliny se před vstupem do komína čistí od tuhých znečišťujících látek v elektrostatickém odlučovači a pro splnění emisních limitů SO_2 je zařazeno odsiřovací zařízení. Z hlediska dopadu na životní prostředí je FES srovnatelný s dnes používanými nebo vyvíjenými technologiemi pro spalování tuhých paliv. FES využívá klasickou technologii spalování pro transformaci primární energie tuhých paliv na tepelnou energii parovzduchové směsi s parametry vhodnými pro pohon plynové turbíny.



Obr. 8 Varianty využití FES

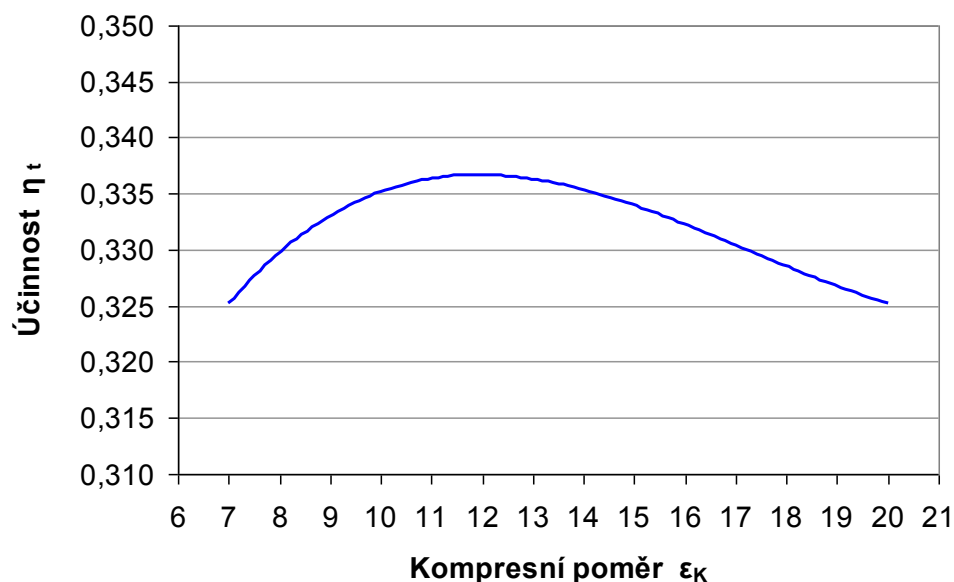
- CCCC - Je kombinovaný paroplynový cyklus se spalováním uhlí (Coal Combustion Combi Cycle) pro elektrárenské bloky nejvyšších výkonů. Kombinovaný cyklus se spalováním uhlí CCCC využívá kombinovaný Braytonův a Rankinův – Clausiův parní cyklus a jsou u něj možné jak podkritické i nadkritické parametry páry. Výhodou systému je, že je kompatibilní se současnými elektrárenskými bloky s podkritickými i nadkritickými parametry páry tak i s nově vyvíjenými systémy jako je IGCC.
- HRFES - Je energetický systém využívající teplo odpadních plynů (Heat Recovery Flexible Energy System) např. za různými tepelnými agregáty v hutích. Odpadní teplo tepelných agregátů může využít k výrobě elektřiny, případně ke kogeneraci, kde dodávka elektřiny není vázaná na dodávce tepla.
- FCS - Je flexibilní kogenerační systém (Flexible Cogeneration System) využívající uhlí, biomasu i alternativní paliva a je zaměřen na jednotky nižších výkonů. Tento systém je řešen pro výrobu elektřiny, ale s možností jednoduše realizovat současně i dodávku tepla od minimálního výkonu.



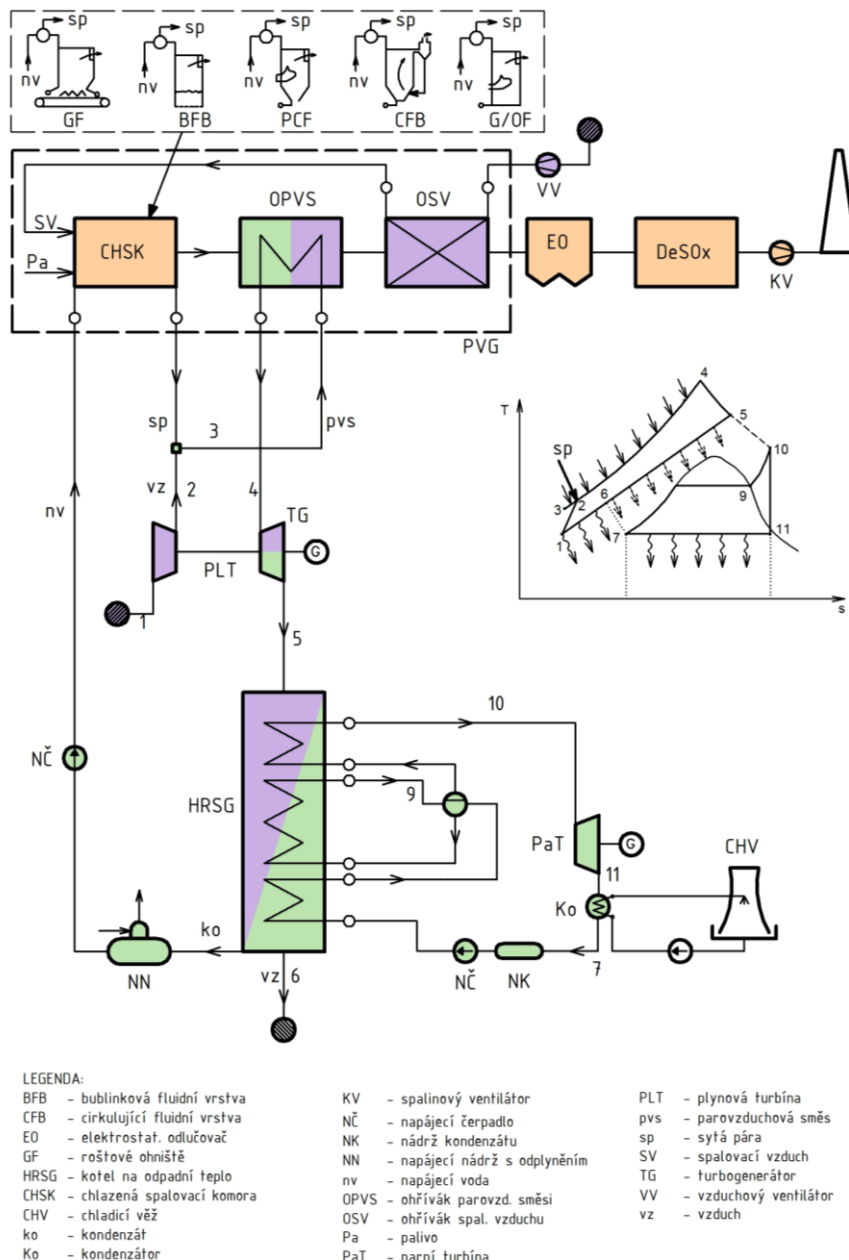
Obr. 9 Schéma zapojení FES pro využití odpadního tepla

ChPVS	chladič parovzduchové směsi
KV	kouřový ventilátor
NN	napájecí nádrž
OPVS	ohřívák parovz. směsi
OSV	ohřívák spal. vzduchu
Pa	palivo
PLT	plynová turbína
PVG	parovzduchový generátor
pvs	parovzduchová směs
RgV	regenerační výměník
TA	tepelný výměník
VV	vzduchový ventilátor
vz	vzduch

Kompresor plynové turbíny PLT pracuje v optimálním kompresním poměru v hodnotě 12 až 14, takže vzduch nasávaný turbokompresorem se stlačí např. na 12 bar. Do tohoto vzduchu na výstupu z turbokompresoru je vstřikován kondenzát 11 a dochází ke zchlazení na teplotu 3. Takto zchlazený vzduch vstupuje do regeneračního výměníku RgV, kde je ohříván a vzniká parovzduchová směs pvs o teplotě 4. Na výstupu z regeneračního ohříváku je parovzduchová směs ochlazená dalším vstřikem na teplotu 5 a pokračuje do ohříváku parovzduchové směsi OPVS. V ohříváku je parovzduchová směs ohřívána spaliny z tepelného agregátu TA na teplotu 6. Parovzduchová směs o této pracovní teplotě proudí do plynové turbíny PLT, kde expanduje na teplotu 7 a odchází do regeneračního výměníku. V regeneračním výměníku směs předá teplo a pokračuje o teplotě 8 do chladiče parovzduchové směsi ChPVS, kde je dochlazena na výstupní teplotu 9 a vypouští se do ovzduší. Chladícím médiem v chladiči parovzduchové směsi je vstřikovací kondenzát 11.



Obr. 10 Závislost účinnosti kompresoru na kompresním poměru



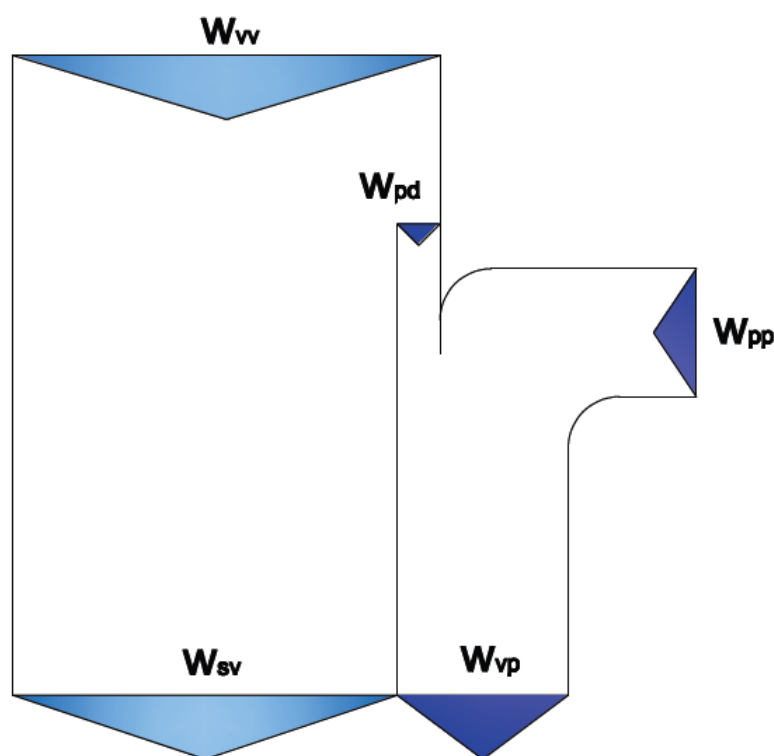
Obr. 11 *Principiální schéma FES*

Nasávaný vzduch kompresorem je stlačován a následně se směšuje se sytou parou vyrobenou ve výparníku chlazené spalovací komory. Tlak páry v parním bubnu výparníku odpovídá tlaku vzduchu za kompresorem. Vniklá parovzduchová směs o obsahu páry kolem 20 % se dále ohřívá v ohříváku parovzduchové směsi a následně vstupuje do plynové turbíny. Po expanzi vstupuje do kotle na odpadní teplo HRSG, který je součástí parního Rankin – Clausiova oběhu. Parovzduchová směs je ochlazená na teplotu rosného bodu a vzduch je vypouštěn do okolí. Odloučený kondenzát je vrácen do chladičského okruhu chlazené spalovací komory.

3. Parovzduchová směs

3.1 Vlastnosti parovzduchové směsi

Parovzduchová směs, zkráceně **pvs** je směsí reálného vlhkého vzduchu stlačeného kompresorem a procesní páry. Procesní páru lze definovat několika způsoby. Může se jednat o páru, která vzniká v důsledku nepřímého chlazení (chlazená spalovací komora kotle) nebo páru která vzniká v důsledku přímého chlazení (vstřík vody do vzduchu, popř. již přímo do pvs). Označení vodní pára tedy znamená souhrnné množství procesní páry a vlhkosti, která je obsažena ve vzduchu. Vodní pára v **pvs** může existovat v přehřátém stavu, v případě dosažení rosného bodu (daného parciálním tlakem) ve stavu nasyceném. V případě nasyceného stavu odpovídá množství vodní páry v **pvs** právě parciálnímu tlaku vodní páry.



Obr. 12 Definice parovzduchové směsi

w_{pd} - koncentrace vodní páry ve vlhkém vzduchu

w_{pp} - koncentrace procesní páry v pvs

w_{sv} - koncentrace suchého vzduchu v pvs

w_{vp} - koncentrace vodní páry v pvs

Hmotnostní koncentrace složek směsi

Parovzduchová směs je tvořena procesní párou a vlhkým vzduchem. Pro výpočty je nutné znát koncentraci vodní páry w_{vp} a koncentraci suchého vzduchu w_{sv} . Vlhký vzduch je definován svojí teplotou, barometrickým tlakem a relativní vlhkostí. Abychom dostali skutečné množství w_{vp} je nutné znát měrnou vlhkost vzduchu d .

$$d = \frac{r_{sv}}{r_{vp}} \cdot \frac{p_{p,vl}}{p_{p,s}} \quad [\text{kg.kg}^{-1}] \quad (7)$$

Vzhledem k tomu, že měrná vlhkost d je vyjádřena jako podíl množství páry k množství suchého vzduchu je nutný přepočet na koncentraci páry ve vlhkém vzduchu.

$$w_{pd} = \frac{d}{1 + d} \quad [\text{kg.kg}^{-1}] \quad (8)$$

Tomuto odpovídá koncentrace vodní páry w_{vp} v parovzduchové směsi.

$$w_{vp} = (1 - w_{pp}) \cdot w_{pd} + w_{pp} \quad [\text{kg.kg}^{-1}] \quad (9)$$

A koncentrace suchého vzduchu w_{sv} v parovzduchové směsi.

$$w_{sv} = 1 - w_{vp} \quad [\text{kg.kg}^{-1}] \quad (10)$$

Parciální tlaky složek směsi

Pro termodynamické a transportní vlastnosti parovzduchové směsi je nutné znát parciální tlaky složek směsi. Parciální tlak vodní páry nám rovněž určuje rosný bod

směsi. Celkový tlak parovzduchové směsi je dán součtem parciálního tlaku vodní páry p_{vp} a suchého vzduchu p_{sv} .

$$p_c = p_{vp} + p_{sv} \quad [\text{bar}] \quad (11)$$

Pomocí známé hmotnostní koncentrace vodní páry w_{ps} v parovzduchové směsi vypočteme parciální tlak vodní páry p_{vp} .

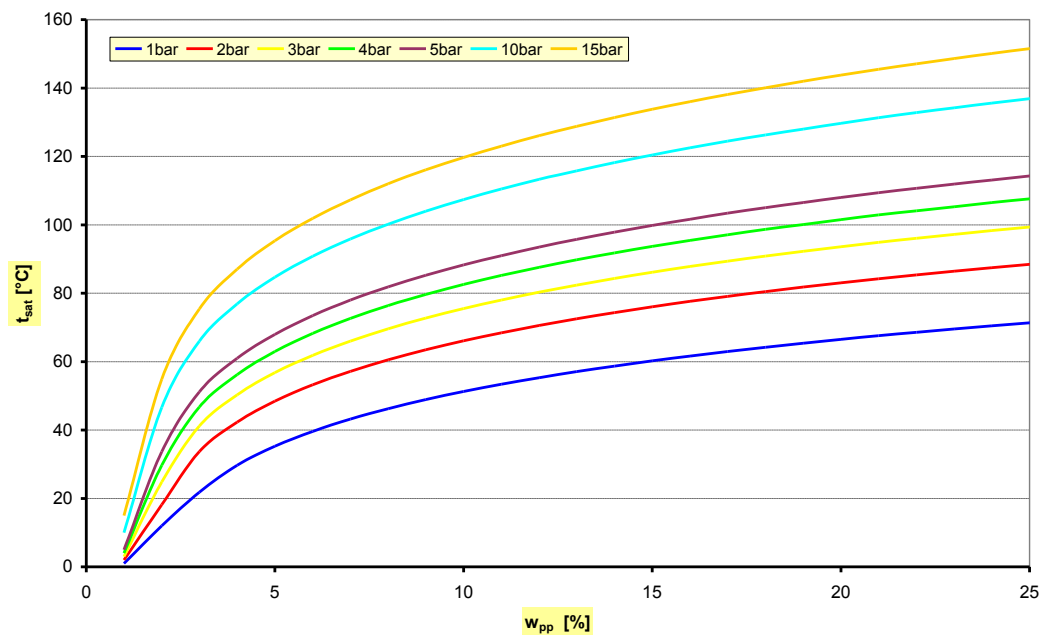
$$p_{vp} = p_c \cdot \left[1 - \frac{w_{sv} \cdot r_{sv}}{w_{sv} \cdot r_{sv} + w_{vp} \cdot r_{vp}} \right] \quad [\text{bar}] \quad (12)$$

Parciální tlak suchého vzduchu p_{sv} pak je:

$$p_{sv} = p_c - p_{vp} \quad [\text{bar}] \quad (13)$$

Saturace parovzduchové směsi

Vlastní parovzduchová směs s přehřátou vodní parou může existovat pouze při teplotách, které jsou vyšší než je teplota saturace vodní páry v parovzduchové směsi. Tato teplota je funkcí parciálního tlaku vodní páry v pvs. Při podkročení teploty saturace a dalším ochlazování pvs dochází k odlučování kondenzátu. Vodní pára v této směsi je na stavu sytosti a její koncentrace odpovídá aktuálnímu parciálnímu tlaku. Takto dochází k přerozdělování koncentrací vodní páry a suchého vzduchu, s kterými je nutné uvažovat při výpočtech pod teplotou saturace.



Obr. 13 Závislost teploty saturace na celkovém tlaku p_c pvs a w_{pp} v pvs

3.2 Výpočet entalpie parovzduchové směsi

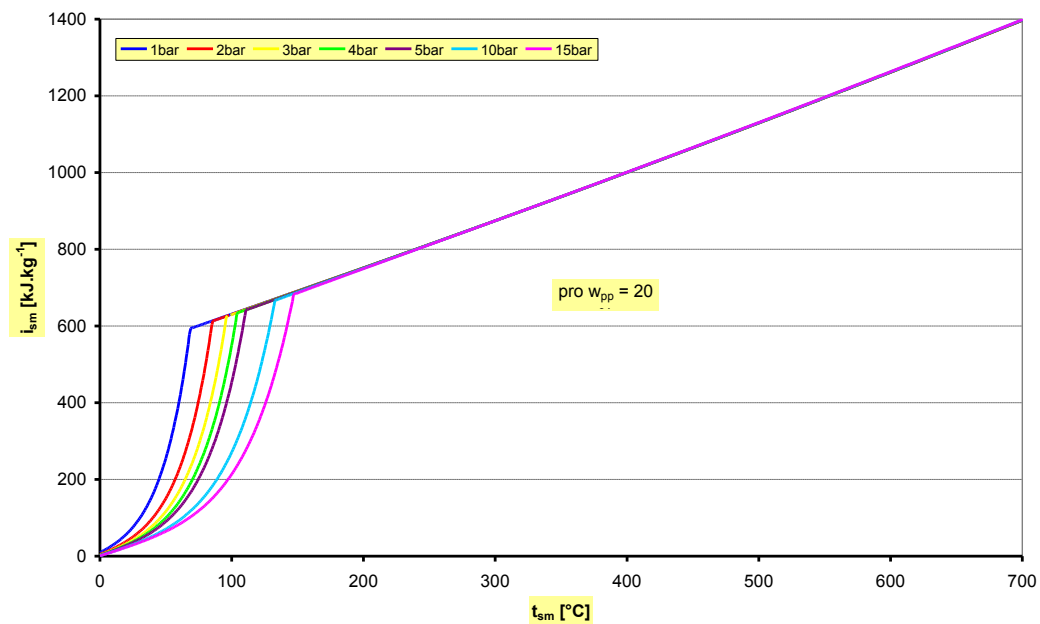
Termodynamické vlastnosti parovzduchové směsi se určují z termodynamických vlastností suchého vzduchu, jehož termodynamické vlastnosti jsou tabelovány stejně jako termodynamické vlastnosti vodní páry. Entalpie parovzduchové směsi je funkcí teploty, celkového tlaku a hmotnostního podílu vodní páry v parovzduchové směsi. Entalpie dílčích složek jsou závislé na jejich hmotnostním podílu a parciálním tlaku složek směsi.

$$i_{sm} = w_{sv} \cdot i_{sv} + w_{vp} \cdot i_{vp} \quad [\text{kJ} \cdot \text{kg}_{pvs}^{-1}] \quad (14)$$

Entalpii suchého vzduchu i_{sv} potřebnou pro výpočet celkové entalpie pvs lze obecně vyjádřit jako součin střední měrné tepelné kapacity a teploty.

$$i_{sv} = c_{sv} /_0^{t_{sm}} \cdot t_{sm} \quad [\text{kJ} \cdot \text{kg}^{-1}] \quad (15)$$

Při termodynamických výpočtech celkové entalpie pvs je nutno počítat se střední tepelnou kapacitou. U tepelných kapacit je tedy nutné provést přepočet pravá – střední.



Obr. 14 Závislost entalpie pvs na teplotě a tlaku pro $w_{pp} = 20\%$

Výpočet koncentrací suchého vzduchu a vodní páry

Vstupní parametry:

Relativní vlhkost vzduchu	$\varphi = 0,6$	[-]
Teplota nasávaného vzduchu	$t_l = 15$	[°C]
Barometrický tlak	$p_l = 0,98$	[bar]
Měrná plynová konstanta suchého vzduchu	$r_{sv} = 287,1$	[kJ.kg.K ⁻¹]
Měrná plynová konstanta vodní páry	$r_{vp} = 461,5$	[kJ.kg.K ⁻¹]

Měrná vlhkost nasávaného vzduchu:

parciální tlak páry na mezi sytosti $p_{pp}'' = 0,01706$ bar

$$d = \frac{r_{sv}}{r_{vp}} \cdot \frac{\varphi \cdot p_{pp}''}{p_c - \varphi \cdot p_{pp}''}$$

$$d = \frac{287,1}{461,5} \cdot \frac{0,6 \cdot 0,01706}{0,98 - 0,6 \cdot 0,01706} \quad (16)$$

$$\underline{\underline{d = 0,006565 \quad [\text{kg.kg}^{-1}]}}$$

Koncentrace páry ve vlhkém vzduchu:

$$\begin{aligned}
 w_{pd} &= \frac{d}{1+d} \\
 w_{pd} &= \frac{0,006565}{1+0,006565} \\
 \underline{\underline{w_{pd} = 0,006522 \quad [\text{kg.kg}^{-1}]}}
 \end{aligned} \tag{17}$$

Koncentrace vodní páry w_{vp} v parovzduchové směsi:

$$\begin{aligned}
 w_{vp} &= (1 - w_{vstrik}) \cdot w_{pd} + w_{vstrik} \\
 w_{vp} &= (1 - 0,09413) \cdot 0,006522 + 0,09413 \\
 \underline{\underline{w_{vp} = 0,1004 \quad [\text{kg.kg}^{-1}]}}
 \end{aligned} \tag{18}$$

Koncentrace suchého vzduchu w_{sv} v parovzduchové směsi:

$$\begin{aligned}
 w_{sv} &= 1 - w_{vp} \\
 w_{sv} &= 1 - 0,1004 \\
 \underline{\underline{w_{sv} = 0,8996 \quad [\text{kg.kg}^{-1}]}}
 \end{aligned} \tag{19}$$

Výpočet parciálních tlaků suchého vzduchu a vodní páry

Parciální tlak vodní páry p_{vp} v p_{vs} :

$$\begin{aligned}
 p_{vp} &= p_c \cdot \left[1 - \frac{w_{sv} \cdot r_{sv}}{w_{sv} \cdot r_{sv} + w_{vp} \cdot r_{vp}} \right] \\
 p_{vp} &= 491,2 \cdot \left[1 - \frac{0,8996 \cdot 287,1}{0,8996 \cdot 287,1 + 0,1004 \cdot 461,5} \right] \\
 \underline{\underline{p_{vp} = 74,7171 \quad [\text{kPa}]}}
 \end{aligned} \tag{20}$$

Parciální tlak suchého vzduchu p_{sv} :

$$\begin{aligned}
 p_{sv} &= p_c - p_{vp} \\
 p_{sv} &= 491,2 - 74,7171 \\
 \underline{\underline{p_{sv} = 416,4829 \quad [\text{kPa}]}}
 \end{aligned} \tag{21}$$

Entalpie parovzduchové směsi

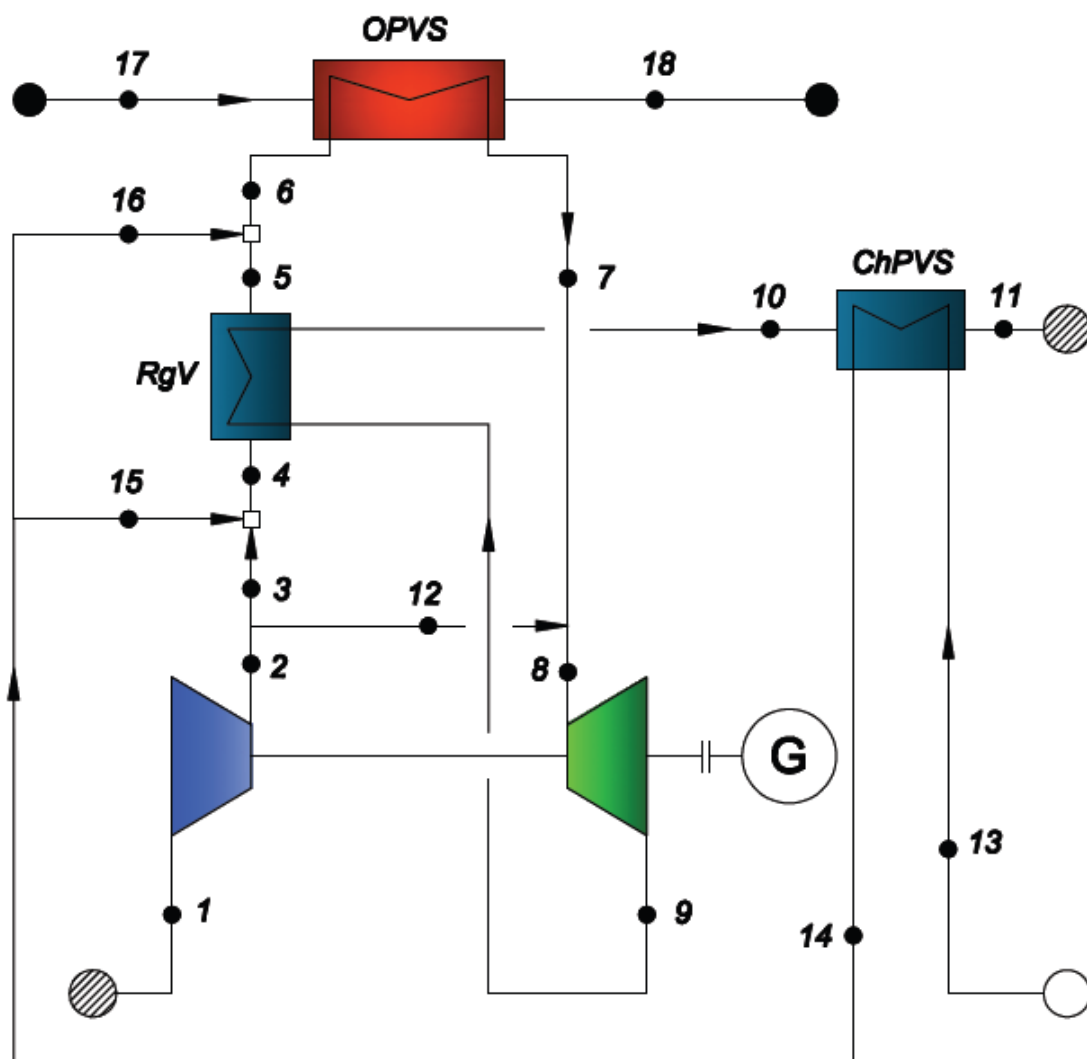
Entalpie suchého vzduchu i_{sv} :

$$\begin{aligned}i_{sv} &= c_{sv}/_0^{t_{sm}} \cdot t_{sm} \\i_{sv} &= 1,044 \cdot 124,9 \\i_{sv} &= 130,3956 \quad [\text{kJ} \cdot \text{kg}^{-1}]\end{aligned}\tag{22}$$

(entalpie vodní páry při teplotě směsi a parciálním tlaku je $2729 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1}$)

$$\begin{aligned}i_{sm} &= w_{sv} \cdot i_{sv} + w_{vp} \cdot i_{vp} \\i_{sm} &= 0,8996 \cdot 130,3956 + 0,1004 \cdot 2729 \\i_{sm} &= 386,8 \quad [\text{kJ} \cdot \text{kg}^{-1}]\end{aligned}\tag{23}$$

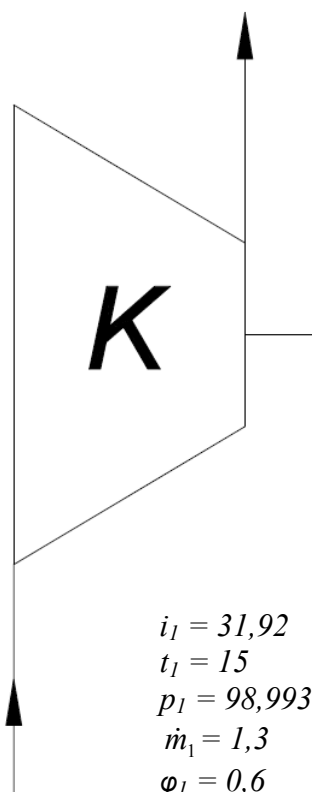
4. Výpočtové body



4.1 Turbosoustrojí

Turbosoustrojí je složeno z několika dílčích zařízení, jimž jsou turbína, kompresor a generátor. Jedná se o jeden celek, ale ve výpočtovém modelu jsou zařízení počítány samostatně. Při výpočtu bylo uvažováno se ztrátou tlakového vzduchu za kompresorem, tedy odvětráním vzduchu do ovzduší a dále s přefukem tlakového vzduchu z kompresoru do turbínového prostoru.

Kompresor



$$\begin{aligned} i_2 &= 245,4 & [\text{kJ.kg}^{-1}] \\ t_2 &= 223,6 & [^{\circ}\text{C}] \\ p_2 &= 495,7 & [\text{kPa}] \\ \dot{m}_2 &= 1,3 & [\text{kg.s}^{-1}] \end{aligned}$$

Příkon kompresoru:

$$\begin{aligned} P_k &= \dot{m}_1 \cdot (i_2 - i_1) \\ P_k &= 1,3 \cdot (245,4 - 31,92) \\ \underline{P_k} &= 277,5 & [\text{kW}] \end{aligned} \quad (24)$$

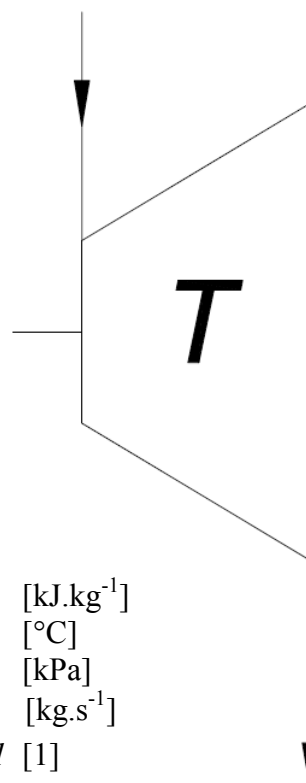
$$\begin{aligned} i_1 &= 31,92 & [\text{kJ.kg}^{-1}] \\ t_1 &= 15 & [^{\circ}\text{C}] \\ p_1 &= 98,993 & [\text{kPa}] \\ \dot{m}_1 &= 1,3 & [\text{kg.s}^{-1}] \\ \varphi_1 &= 0,6 & [1] \end{aligned}$$

Turbína

$$\begin{aligned} i_8 &= 850,7 & [\text{kJ.kg}^{-1}] \\ t_8 &= 527,5 & [^{\circ}\text{C}] \\ p_8 &= 483,6 & [\text{kPa}] \\ \dot{m}_8 &= 1,416 & [\text{kg.s}^{-1}] \\ w_8 &= 0,10061 & [1] \end{aligned}$$

Výkon turbíny:

$$\begin{aligned} P_T &= \dot{m}_8 \cdot (i_8 - i_9) \\ P_T &= 1,416 \cdot (850,7 - 591,5) \\ \underline{P_T} &= 367 & [\text{kW}] \end{aligned}$$



$$\begin{aligned} i_9 &= 591,5 & [\text{kJ.kg}^{-1}] \\ t_9 &= 307,4 & [^{\circ}\text{C}] \\ p_9 &= 101 & [\text{kPa}] \\ \dot{m}_9 &= 1,416 & [\text{kg.s}^{-1}] \\ w_9 &= 0,10061 & [1] \end{aligned}$$

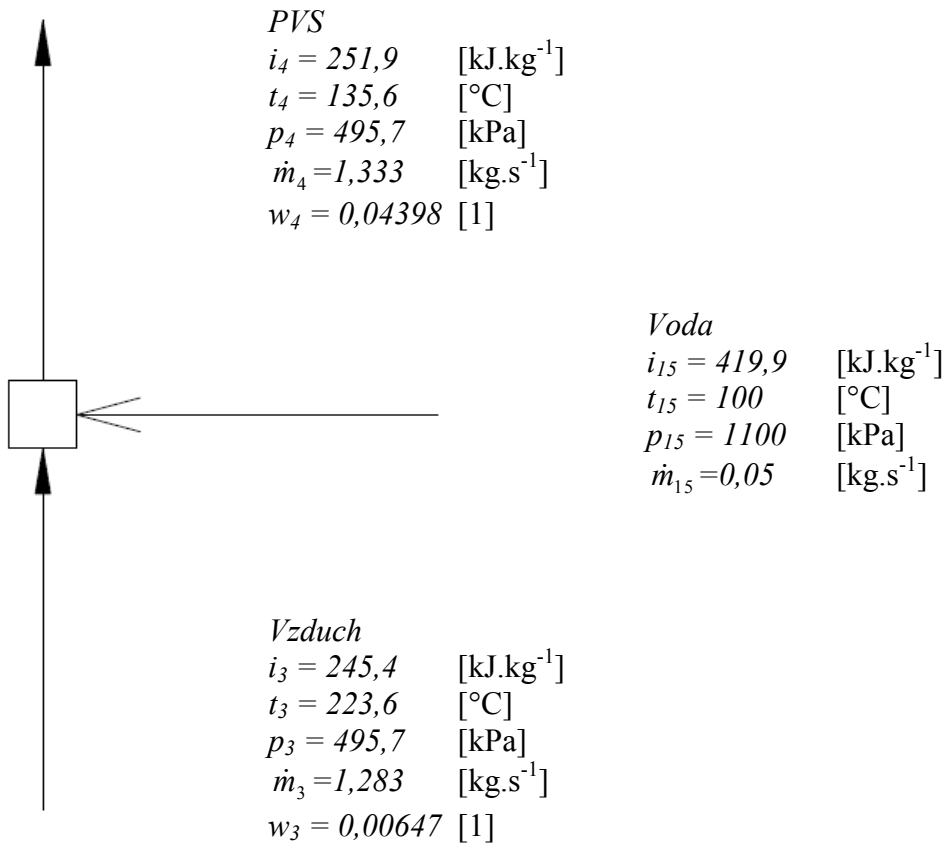
4.2 Vstřiky

V oběhu FES se nacházejí dva vstřiky. První vstřik 15 se nachází před regeneračním ohřívákem, vstřikuje vodu do horkého vzduchu a ochlazuje ho tak na teplotu 4 před vstupem do regeneračního výměníku. Druhý vstřik 16 se nachází mezi regeneračním výměníkem a ohřívákem parovzduchové směsi. Rozprašuje vodu do parovzduchové směsi, využívá vodu o stejných parametrech jako první vstřik. Vstřikování je prováděno až na teplotu saturace.

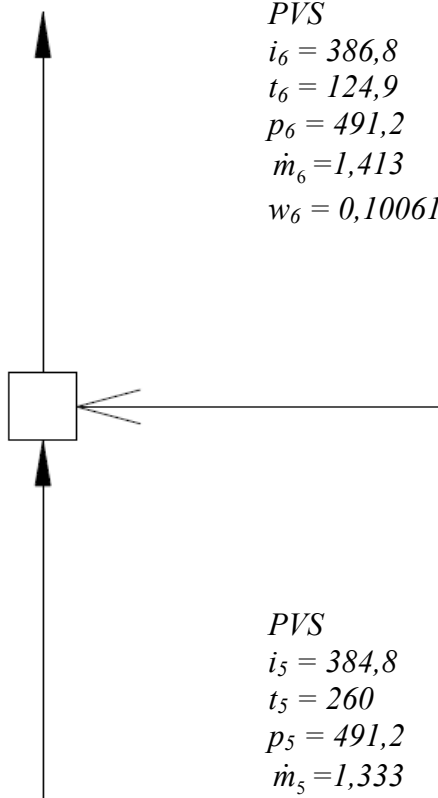
$$\dot{m}_3 \cdot i_3 + \dot{m}_{15} \cdot i_{15} = \dot{m}_5 \cdot i_5 \quad [kW] \quad (25)$$

$$\dot{m}_3 + \dot{m}_{15} = \dot{m}_5 \quad [kg \cdot s^{-1}] \quad (26)$$

Vstřik 1



Vstřík 2



PVS
 $i_6 = 386,8$ [kJ.kg⁻¹]
 $t_6 = 124,9$ [°C]
 $p_6 = 491,2$ [kPa]
 $\dot{m}_6 = 1,413$ [kg.s⁻¹]
 $w_6 = 0,10061$ [1]

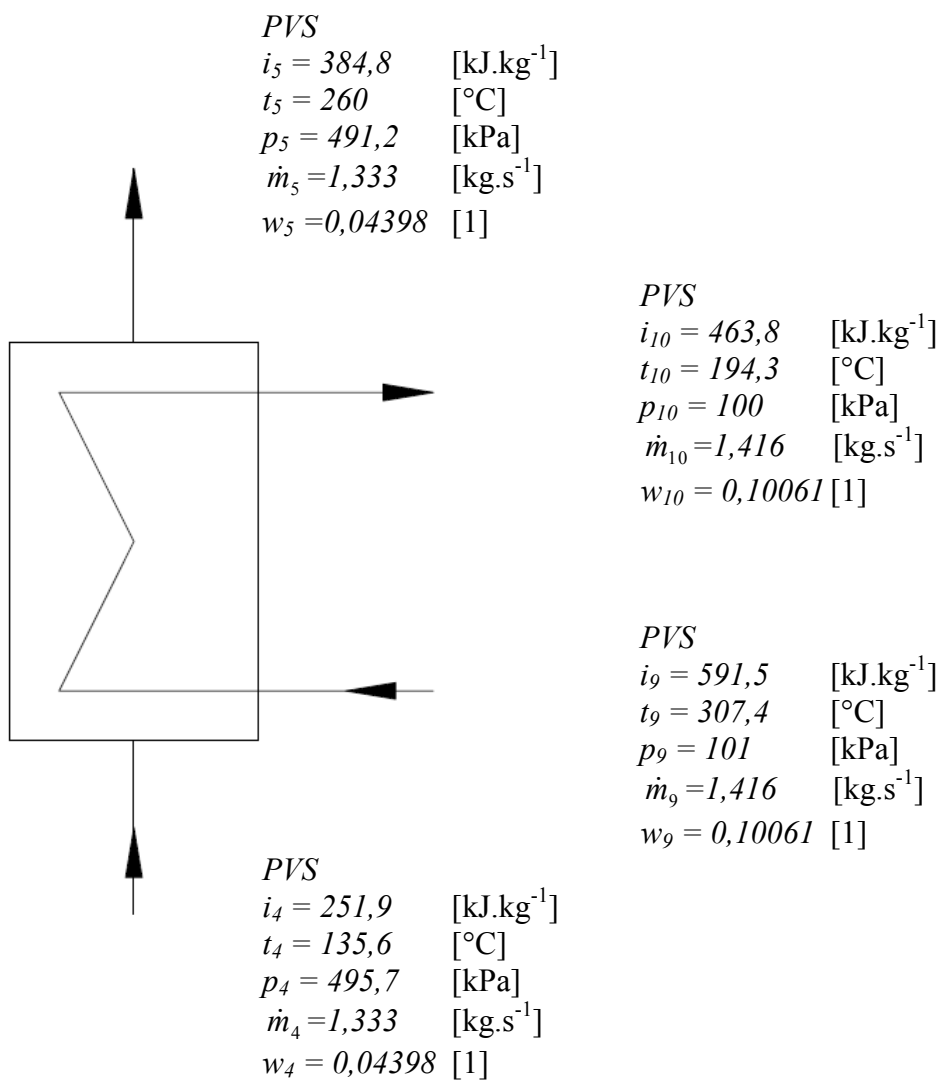
Voda
 $i_{16} = 419,9$ [kJ.kg⁻¹]
 $t_{16} = 100$ [°C]
 $p_{16} = 1100$ [kPa]
 $\dot{m}_{16} = 0,08$ [kg.s⁻¹]

PVS
 $i_5 = 384,8$ [kJ.kg⁻¹]
 $t_5 = 260$ [°C]
 $p_5 = 491,2$ [kPa]
 $\dot{m}_5 = 1,333$ [kg.s⁻¹]
 $w_5 = 0,04398$ [1]

4.3 Tepelné výměníky

V této variantě oběhu se nacházejí tři tepelné výměníky. Největším výměníkem je ohřívák parovzduchové směsi. Vstupují do něj spaliny z tepelného agregátu o teplotě 600°C, které prostřednictvím teplosměnných ploch ohřívají parovzduchovou směs na teplotu 528,5°C. Tato parovzduchová směs po expanzi v turbíně disponuje ještě vysokou teplotou, proto dále vstupuje do regeneračního výměníku, kde předává teplo parovzduchové směsi za prvním vstříkem. Dalším výměníkem je chladič parovzduchové směsi. Vstupuje do něj ochlazená parovzduchová směs z regeneračního výměníku, která ještě dokáže ohřát vstříkovací vodu na 100°C. Parovzduchová směs po odevzdání tepla se dostává na teplotu, kdy část obsažené páry v ní zkondenzuje a následně se odvádí do ovzduší. U všech výměníků se v modelu počítá s tepelnou účinností 98 % a s tlakovými ztrátami na straně parovzduchové směsi.

Regenerační výměník



Tepelný výkon výměníku:

$$\underline{Q_{RgV}} = \dot{m}_9 \cdot (i_9 - i_{10}) \cdot \eta_{RgV}$$

$$\underline{Q_{RgV}} = 1,416 \cdot (591,5 - 463,8) \cdot 0,98$$

$$\underline{Q_{RgV}} = 177,2 \text{ [kW]}$$

(27)

Ohřívák parovzduchové směsi

Spaliny

$$i_{17} = 651,2 \quad [\text{kJ.kg}^{-1}]$$

$$t_{17} = 600 \quad [^{\circ}\text{C}]$$

$$p_{17} = 101,3 \quad [\text{kPa}]$$

$$\dot{m}_{17} = 1,3 \quad [\text{kg.s}^{-1}]$$

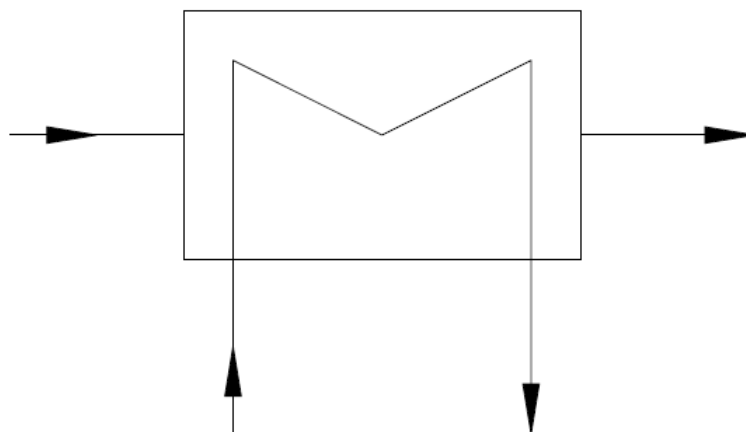
Spaliny

$$i_{18} = 135,3 \quad [\text{kJ.kg}^{-1}]$$

$$t_{18} = 130,7 \quad [^{\circ}\text{C}]$$

$$p_{18} = 101,3 \quad [\text{kPa}]$$

$$\dot{m}_{18} = 1,3 \quad [\text{kg.s}^{-1}]$$



PVS

$$i_6 = 386,8 \quad [\text{kJ.kg}^{-1}]$$

$$t_6 = 124,9 \quad [^{\circ}\text{C}]$$

$$p_6 = 491,2 \quad [\text{kPa}]$$

$$\dot{m}_6 = 1,413 \quad [\text{kg.s}^{-1}]$$

$$w_6 = 0,10061 \quad [1]$$

PVS

$$i_7 = 851,9 \quad [\text{kJ.kg}^{-1}]$$

$$t_7 = 528,5 \quad [^{\circ}\text{C}]$$

$$p_7 = 483,6 \quad [\text{kPa}]$$

$$\dot{m}_7 = 1,413 \quad [\text{kg.s}^{-1}]$$

$$w_6 = 0,10061 \quad [1]$$

Tepelný výkon ohříváku parovzduchové směsi:

$$\dot{Q}_{OPVS} = \dot{m}_{17} \cdot (i_{17} - i_{18}) \cdot \eta_{OPVS}$$

$$\dot{Q}_{OPVS} = 1,3 \cdot (651,2 - 135,3) \cdot 0,98$$

$$\dot{Q}_{OPVS} = 657,2 \quad [\text{kW}]$$

(28)

Chladič parovzduchové směsi

PVS

$$i_{10} = 463,8 \quad [\text{kJ.kg}^{-1}]$$

$$t_{10} = 194,3 \quad [^{\circ}\text{C}]$$

$$p_{10} = 100 \quad [\text{kPa}]$$

$$\dot{m}_{10} = 1,416 \quad [\text{kg.s}^{-1}]$$

$$w_{10} = 0,10061 [1]$$

PVS

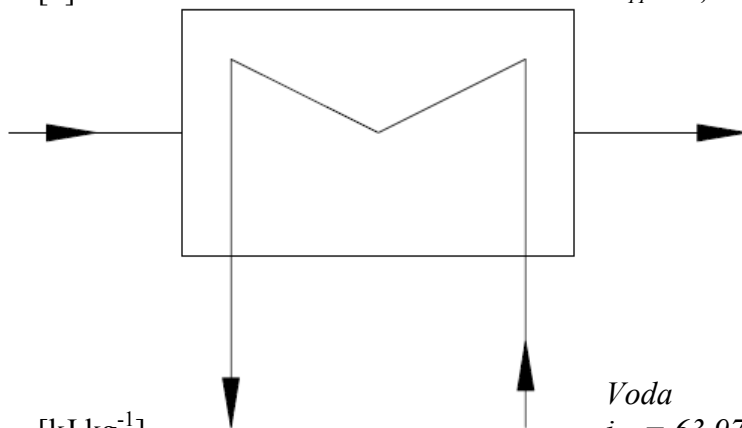
$$i_{11} = 430,5 \quad [\text{kJ.kg}^{-1}]$$

$$t_{11} = 164,3 \quad [^{\circ}\text{C}]$$

$$p_{11} = 98,99 \quad [\text{kPa}]$$

$$\dot{m}_{11} = 1,416 \quad [\text{kg.s}^{-1}]$$

$$w_{11} = 0,10061 [1]$$



Voda

$$i_{14} = 419,9 \quad [\text{kJ.kg}^{-1}]$$

$$t_{14} = 100 \quad [^{\circ}\text{C}]$$

$$p_{14} = 1100 \quad [\text{kPa}]$$

$$\dot{m}_{14} = 0,13 \quad [\text{kg.s}^{-1}]$$

Voda

$$i_{13} = 63,97 \quad [\text{kJ.kg}^{-1}]$$

$$t_{13} = 15 \quad [^{\circ}\text{C}]$$

$$p_{13} = 1100 \quad [\text{kPa}]$$

$$\dot{m}_{13} = 0,13 \quad [\text{kg.s}^{-1}]$$

Tepelný výkon chladiče parovzduchové směsi:

$$\underline{Q}_{ChPVS} = \dot{m}_{10} \cdot (i_{10} - i_{11}) \cdot \eta_{ChPVS}$$

$$\underline{Q}_{ChPVS} = 1,416 \cdot (463,8 - 430,5) \cdot 0,98$$

$$\underline{Q}_{ChPVS} = 46,21 \quad [\text{kW}]$$

(29)

Parametry medií ve výpočtových bodech:

Výpočtový bod	t	p	i	m	w
	[°C]	[kPa]	[kJ.kg ⁻¹]	[kg.s ⁻¹]	[-]
1	15	98,99	31,92	1,3	0,006476
2	223,6	495,7	245,4	1,3	0,006476
3	223,6	495,7	245,4	1,283	0,006476
4	135,6	495,7	251,9	1,333	0,043986
5	260	491,2	384,8	1,333	0,043986
6	124,9	491,2	386,8	1,413	0,100606
7	528,5	483,6	851,9	1,413	0,100606
8	527,5	483,6	850,7	1,416	0,100606
9	307,4	101	591,5	1,416	0,100606
10	194,3	100	463,8	1,416	0,100606
11	164,3	98,99	430,5	1,416	0,100606
12	223,6	495,7	245,4	0,00277	0,006476
13	15	1100	63,97	0,13	-
14	100	1100	419,9	0,13	-
15	100	1100	419,9	0,05	-
16	100	1100	419,9	0,08	-
17	600	101,325	651,2	1,3	-
18	130,7	101,325	135,3	1,3	-

Tab. 1 *Vypočtené parametry medií*

5. Vstříkový generátor paroplynové směsi

5.1 Funkce zařízení

Vstříkovací zařízení s funkcí parogenerátoru se běžně používá u současných parních kotlů. Jsou zde využívány jako vstříkovací chladiče. Vstříkovací chladič je většinou v podobě válcové roury, která je součástí potrubí. Na jednom konci roury vstupuje přehřátá pára, která proudí vevnitř pracovní dutiny, kde je vstříkována kapalina. Touto kapalinou je ve většině případů voda, která je po vstříknutí ohřívána a následně odpařena. Tím dochází k ochlazení pracovního média, tedy páry a následně vystupuje ochlazená na nižší teplotu druhým koncem roury. Rozprašovací zařízení pro přívod a rozprašování kapaliny bývá umístěno v oblasti vstupu pro páru na prvním konci válcového pláště. Voda je rozstříkovaná tryskami umístěnými v pracovní dutině a obvykle s jedním přívodním ramenem pro přívod vstříkované vody. Vstříkovaná voda je rozprášena na malé kapičky a po odpaření kromě toho, že dojde ke snížení teploty přehřáté páry, tak dochází ke zvýšení množství přehřáté páry na výstupu z tohoto zařízení.

U zařízení jakým je vstříkový generátor paroplynové směsi nelze počítat s dokonalým stavem, kdy veškerá vstříkovaná kapalina do přehřáté páry je odpařena. Tohoto stavu lze jen ztěží docílit a je tedy nutné řešit odvod či odlučování neodpařené kapaliny tak, aby nedošlo k zatékání této kapaliny do jiného zařízení. K částečnému neodpaření vstříkované kapaliny dochází, když teplota vystupujícího plynu klesne na teplotu saturace nebo na teplotu, která saturační teplotu jen nedostatečně převyšuje. Tím dochází k odloučení vstříkované kapaliny na stěnách zařízení a je nutné ji odvádět. K zachytu a odvodu kapaliny se využívají separátory. Je možné volit z několika konstrukčních řešení separátoru. Varianty separátorů se především liší podle toho, jestli se zařízení nachází v horizontální, vertikální nebo šikmé poloze.

U ležatých válcových plášťů se používají separátory gravitační s otvorem pro odvod odloučené kapaliny ve tvaru štěrbin. U vertikálního válcového pláště se odlučování kapaliny uskutečňuje vlivem odstředivé síly při otáčení proudu média do opačného

směru kolem samotného okraje válcového pláště, tato varianta separátoru se také označuje jako ohybový separátor. Za separátorem následuje odvodní potrubí nebo zásobník na separovanou kapalinu a poté odvodní potrubí. Většinou zásobník bývá ještě opatřen hladinoměrem. Pro odčerpání kapaliny bývá v odvodním potrubí ještě zařazeno čerpadlo. U zařízení tohoto typu se kapalina odvádí mimo zařízení. Kapalina se odvádí do odpadů nebo do systému vodního hospodářství. Kapalina se odvádí do systému vodního hospodářství s cílem jejího dalšího využití a tím dosažení ekonomického provozu. Opětovné využití kapaliny má nevýhodu, že zvyšuje spotřebu energie na opětovné dosažení potřebného provozního tlaku vstřikované kapaliny a že se musí nahradit i případná ztráta kapaliny. Další nevýhodou se může jevit neschopnost regulace výstupní teploty odváděných médií a to pokud teplota výstupní paroplynové směsi klesne na teplotu saturace nebo teplotu jí blízkou.

5.2 Technické provedení

Vstříkový generátor paroplynové směsi je technicky řešen tak, že je opatřen cirkulačním okruhem pro zpětné přivádění separované neodpařené kapaliny do pracovní dutiny. Vodní přívod je nejprve napojen na zásobník separované neodpařené kapaliny, který je opatřen hladinoměrem. Zásobník je napojen na potrubí s jedním cirkulačním čerpadlem, přičemž výtlačné potrubí je zaústěno do rozprašovače. Vstříkový generátor podle navržené varianty řešení může mít zásobník kapaliny uspořádán ze tří částí nacházející se nad sebou. Může být tedy sestaven z horní, střední a spodní zásobníkové části. Střední zásobníková část má z těchto tří částí zásobníku nejmenší průměr a je v ní umístěn hladinoměr. Díky tomu je možné přesněji měřit změnu výšky hladiny.

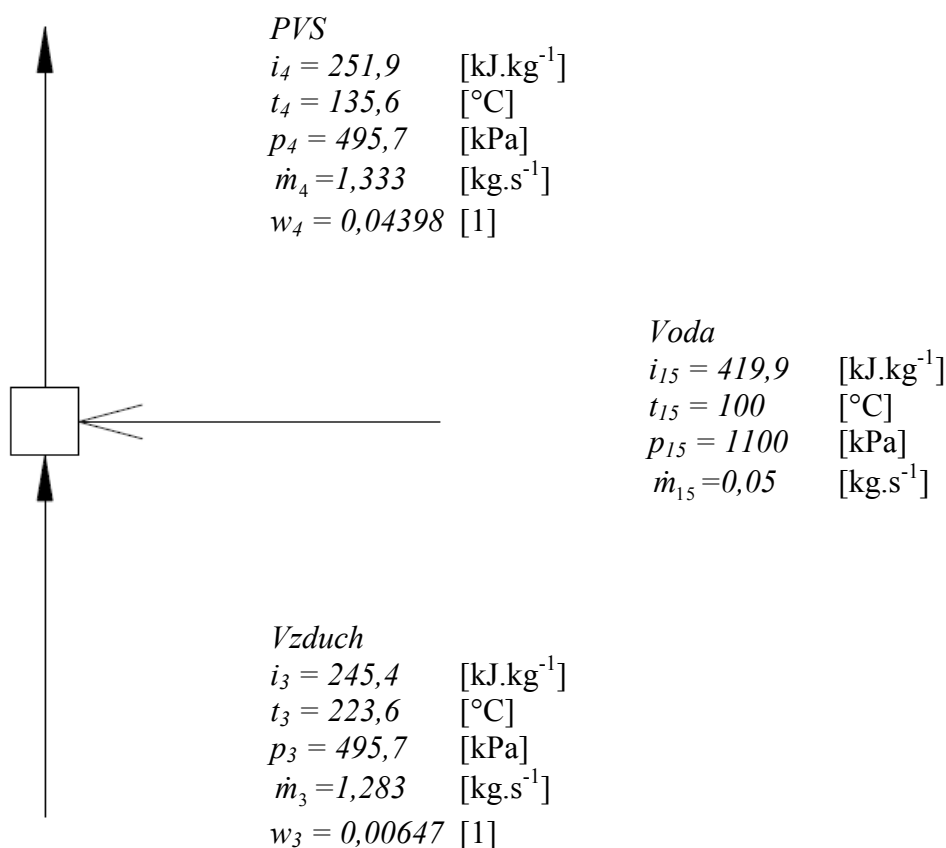
Další alternativou řešení vstříkového generátoru paroplynové směsi je řešení s vertikálně umístěným válcovým pláštěm. U takového to provedení je rovněž vodní přívod zaústěn s výtokem nejprve do zásobníku kapaliny. Vertikálně orientovaný válcový plášť je z části vložen do vnějšího pláště v podobě uzavřené nádoby s válcovou stěnou a dnem. Pro odvod paroplynové směsi je zde vhodně vytvořena mezera mezi válcovým pláštěm a válcovou stěnou. Na spodním dnu válcové nádoby je zásobník kapaliny a vývod pro paroplynovou směs je umístěn na boku válcové stěny. Jestliže se

jedná o variantu, kdy válcový plášť je uložen ve vnějším plášti pouze zčásti, tak plynový přívod je zaústěn do horního konce válcového pláště. Nad vnějším pláštěm se nachází rameno rozprašovače, které prochází přes válcový plášť. Odvod médií je řešen dolním koncem válcového pláště, který je v odstupu vůči dolnímu dnu vnějšího pláště. Je možnost využít další variantu vstřikového generátoru, kdy vertikálně uložený válcový plášť je celý uložen uvnitř přídavného vnějšího pláště. Přívod plynu je zde řešen průchodem přes vnější plášť a je zaústěn do válcového pláště z boku. Trysky se nachází výše než ústí plynového přívodu. Válcový plášť má dolní konec ukončen jako sběrná výlevka zaústěna do zásobníku.

Vstřikový generátor paroplynové směsi je vhodný zejména pro zařízení typu flexibilního energetického systému a integrovaného energetického zdroje s využitím odpadního tepla.

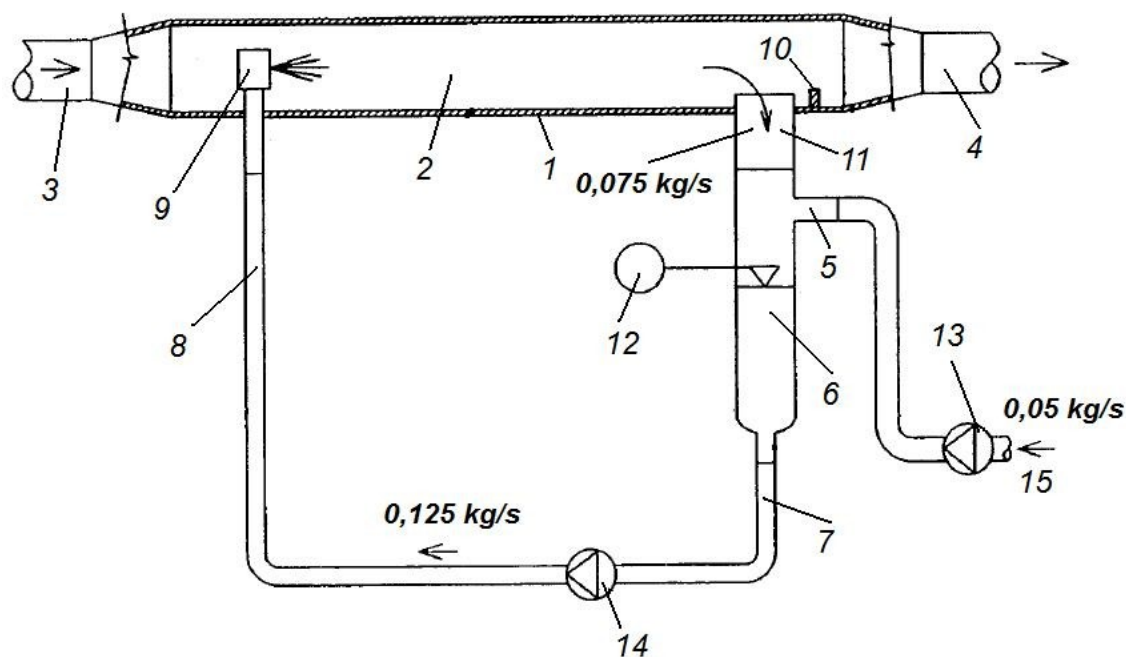
5.3 Tepelná a hmotnostní bilance vstříku

Vstřík 1



Konstrukční návrh vstřikového generátoru paroplynové směsi bude řešen pro první vstřik, tedy pro vstřikování vody do horkého vzduchu za turbokompresorem. Abychom reálně docílili vypočtené tepelné bilance a požadované teploty parovzduchové směsi je nutné vstřikovat více kapaliny, protože její velkou část se nepodaří odpařit a odvádí se tak do separátoru kapaliny. Na základě modelování vstřiku bylo stanoveno množství přiváděné kapaliny do rozprašovací trysky, kterého je přibližně dvaapůlkrát více než odpařené kapaliny, což odpovídá množství 0,125 kg/s. Neodpařená kapalina přibližně 0,075 kg/s je zachycena v separátoru na který navazuje zásobník kapaliny do nějž ústí vodní přívod, kterým je přiváděno 0,05 kg/s kapaliny.

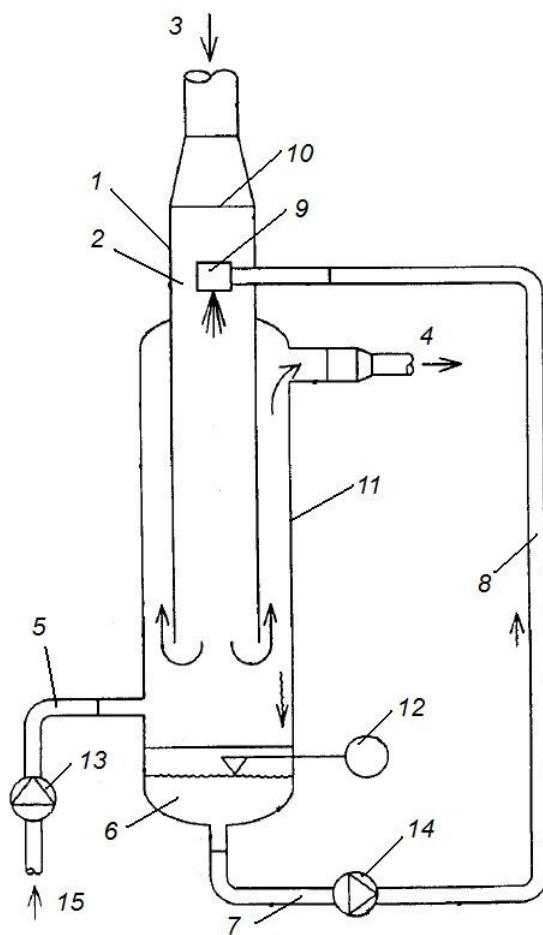
5.4 Hmotnostní bilance na straně vody



Obr. 15 Schéma provedení vstřikového generátoru

Vstřikový generátor paroplynové směsi je tvořen vodorovným válcovým pláštěm 1, v němž se nachází pracovní dutina 2. Na jedné straně válce se nachází plynový přívod 3 a na jeho druhé straně výstupní vývod paroplynové směsi 4. Na začátku válce v blízkosti plynového přívodu je radiálně připojen rozprašovač 9 odpařované kapaliny. Naproti něj v blízkosti vývodu 4 je umístěn separátor 11 neodpařené kapaliny jež navazuje na zásobník 6 neodpařené kapaliny. Zásobník 6 je napojen na sací potrubí 7 k cirkulačnímu čerpadlu 14, které je výtlačným potrubím 8 připojeno k rozprašovači 9 odpařené kapaliny. Separátor 11 neodpařené kapaliny může být štěrbínový nebo může být zvolen jiný tvar. Za separátorem 11 neodpařené kapaliny je ve směru proudění médií umístěno hradítko 10, které brání nežádoucímu úniku kapaliny do výstupního konce 4.

Funkce vstřikového generátoru paroplynové směsi je následující. Část rozprašené kapaliny po výstupu z rozprašovače 9 je odpařena a zbytek ulpívá na vnitřním povrchu válcového pláště 1 a stéká po něm dolů. Válcový plášť 1 tvoří dole koryto, po němž neodpařená část kapaliny stéká k separátoru 11, kde se odlučuje z proudu paroplynové směsi a shromažďuje se v zásobníku 6 neodpařené kapaliny. Cirkulačním čerpadlem 14 se neodpařená kapalina odčerpává do sacího potrubí 7 a poté se přes výtlačné potrubí 8 vytlačuje do rozprašovače 9, který vstřikuje kapalinu zpět do proudícího plynu. Množství odpařené kapaliny se do vstřikového generátoru paroplynové směsi doplňuje plnicím čerpadlem 13, kterým je opatřen vodní přívod 5, jenž je zaústěn do zásobníku 6. Čerpadla 13 a 14 jsou ovládána řídicím systémem, který je seřízen reagovat podle výšky hladiny sledované hladinoměrem 12.



Obr. 16 Schéma vertikálního provedení vstřikového generátoru

Válcový plášť 1 je umístěn vertikálně a je z části vložen v přidavném vnějším plášti 11, vytvořeném jako uzavřená nádoba s válcovou stěnou. Válcový plášť 1 je vysunut ven v horní části vnějšího pláště. Mezi válcovým pláštěm 1 a válcovou stěnou 11 je vytvořena mezera ve tvaru mezikruží, která je určena pro volný odvod paroplynové směsi ze zařízení. Paroplynový vývod 4 pro odvod paroplynové směsi se nachází ve válcové stěně vnějšího pláště 11. Válcový plášť 1 je v odstupu vůči dnu vnějšího pláště 11, tím je vytvořen ohybový separátor neodpařené kapaliny. K separaci neodpařené kapaliny dochází vlivem ohybu proudu horkého plynu. Ve spodním dnu vnějšího válcového pláště 11 je vytvořený zásobník 6 kapaliny. Plynový přívod 3 je zaústěn do horního konce válcového pláště 1 a dolní konec tvoří jeho výstupní konec. Rozprašovač 9 má přívodní rameno umístěno nad vnějším pláštěm. Zásobník 6 neodpařené kapaliny je dole připojen k sacímu potrubí 7 cirkulačního čerpadla 14. Toto provedení je výhodné tam, kde je k dispozici malá stavební plocha a kde je dispozičně vhodnější v horní části přívodní potrubí plynového přívodu 3.

5.5 Návrh vstřikového generátoru paroplynové směsi

Prívodní potrubí

Objemový tok plynu:

$$\dot{V} = 0,3461 \quad [m^3 \cdot s^{-1}]$$

Rychlost plynu:

$$w_1 = 10 \quad [m \cdot s^{-1}]$$

$$w_2 = 15 \quad [m \cdot s^{-1}]$$

Průřez potrubí:

$$\begin{aligned} S_1 &= \frac{\dot{V}}{w_1} \\ S_1 &= \frac{0,3461}{10} \\ \underline{S_1} &= 0,03461 \quad [m^2] \end{aligned} \tag{30}$$

$$\begin{aligned} S_2 &= \frac{\dot{V}}{w_2} \\ S_2 &= \frac{0,3461}{15} \\ \underline{S_2} &= 0,023073 \quad [m^2] \end{aligned} \tag{31}$$

Průměr potrubí:

$$\begin{aligned} d_1 &= \sqrt{\frac{4 \cdot S_1}{\pi}} \\ d_1 &= \sqrt{\frac{4 \cdot 0,03461}{\pi}} \\ \underline{d_1} &= 0,209974 \quad [m] \end{aligned} \tag{32}$$

$$\begin{aligned}
d_2 &= \sqrt{\frac{4 \cdot S_2}{\pi}} \\
d_2 &= \sqrt{\frac{4 \cdot 0,023073}{\pi}} \\
\underline{d_2 = 0,171443} \quad [m]
\end{aligned}
\tag{33}$$

Volím trubku:

TR Ø 219 x 6,3 – ČSN EN 10216 – 2 – 420262

$$d_3 = 0,2065 \quad [m]$$

$$\begin{aligned}
S_3 &= \frac{\pi \cdot d_3^2}{4} \\
S_3 &= \frac{\pi \cdot 0,2065^2}{4} \\
\underline{S_3 = 0,033474} \quad [m^2]
\end{aligned}
\tag{34}$$

Skutečná rychlost v přívodním potrubí:

$$\begin{aligned}
w_3 &= \frac{V}{S_3} \\
w_3 &= \frac{0,3461}{0,033474} \\
\underline{w_3 = 10,339} \quad [m \cdot s^{-1}]
\end{aligned}
\tag{35}$$

Válcový plášť

Rychlost plynu:

$$w_4 = 7 \quad [m \cdot s^{-1}]$$

Průřez válcového pláště:

$$\begin{aligned}
S_4 &= \frac{V}{w_4} \\
S_4 &= \frac{0,3461}{7} \\
\underline{S_4 = 0,049443} \quad [m^2]
\end{aligned}
\tag{36}$$

Průměr válcového pláště:

$$\begin{aligned}d_4 &= \sqrt{\frac{4 \cdot S_4}{\pi}} \\d_4 &= \sqrt{\frac{4 \cdot 0,03461}{\pi}} \\d_4 &= 0,209974 \quad [m]\end{aligned}\tag{37}$$

Volím trubku:

TR Ø 244,5 x 6,3 – ČSN EN 10216 – 2 – 420262

Vnitřní průměr trubky:

$$d_5 = 0,2319 \quad [m]$$

$$\begin{aligned}S_5 &= \frac{\pi \cdot d_5^2}{4} \\S_5 &= \frac{\pi \cdot 0,2319^2}{4} \\S_5 &= 0,042215 \quad [m^2]\end{aligned}\tag{38}$$

Skutečná rychlost ve válcovém plášti:

$$\begin{aligned}w_5 &= \frac{V}{S_5} \\w_5 &= \frac{0,3461}{0,042215} \\w_5 &= 8,198 \quad [m \cdot s^{-1}]\end{aligned}\tag{39}$$

Vnější plášť

Rychlost plynu v mezikruží:

$$w_6 = 5 \quad [m \cdot s^{-1}]$$

Průřez mezikruží:

$$\begin{aligned}S_6 &= \frac{V}{w_6} \\S_6 &= \frac{0,3461}{5} \\S_6 &= 0,06922 \quad [m^2]\end{aligned}\tag{40}$$

Průřez vnitřní trubky:

$$S_7 = \frac{\pi \cdot 0,2445^2}{4}$$

$$\underline{S_7 = 0,046927} \quad [m^2] \quad (41)$$

Celkový průřez vnějšího pláště:

$$S_{celkem} = S_6 + S_7$$

$$S_{celkem} = 0,06922 + 0,046927$$

$$\underline{S_{celkem} = 0,116147} \quad [m^2] \quad (42)$$

Vnitřní průměr vnější pláště

$$d_{vp} = \sqrt{\frac{4 \cdot S_{celkem}}{\pi}}$$

$$d_{vp} = \sqrt{\frac{4 \cdot 0,116147}{\pi}}$$

$$\underline{d_{vp} = 0,384654} \quad [m] \quad (43)$$

Volím trubku:

TR Ø 406,4 x 8,8 – ČSN EN 10216 – 2 – 420262

$$d_{vnitřni} = 0,3888 \quad [m]$$

$$S_8 = \frac{\pi \cdot d_{vnitřni}^2}{4}$$

$$S_8 = \frac{\pi \cdot 0,3888^2}{4}$$

$$\underline{S_8 = 0,118665} \quad [m^2] \quad (44)$$

Skutečný průřez mezikruží:

$$S_{mk} = S_8 - S_7$$

$$S_{mk} = 0,118665 - 0,046927$$

$$\underline{S_{mk} = 0,071737} \quad [m^2] \quad (45)$$

Skutečná rychlost v mezikruží:

$$\begin{aligned}
 w_{mk} &= \frac{V}{S_{mk}} \\
 w_{mk} &= \frac{0,3461}{0,071737} \\
 \underline{w_{mk}} &= 4,825 \quad [m \cdot s^{-1}]
 \end{aligned}
 \tag{46}$$

Vývodní potrubí

Rychlost parovzduchové směsi:

$$\begin{aligned}
 w_{pvs} &= 15 \quad [m \cdot s^{-1}] \\
 S_9 &= \frac{V}{w_9} \\
 S_9 &= \frac{0,3461}{15} \\
 \underline{S_9} &= 0,023073 \quad [m^2]
 \end{aligned}
 \tag{47}$$

$$\begin{aligned}
 d_9 &= \sqrt{\frac{4 \cdot S_9}{\pi}} \\
 d_9 &= \sqrt{\frac{4 \cdot 0,023073}{\pi}} \\
 \underline{d_9} &= 0,171399 \quad [m]
 \end{aligned}
 \tag{48}$$

Volím trubku:

TR Ø 168,3 x 4,5 – ČSN EN 10216 – 2

$$\begin{aligned}
 d_{10} &= 0,1593 \quad [m] \\
 S_{10} &= \frac{\pi \cdot d_{10}^2}{4} \\
 S_{10} &= \frac{\pi \cdot 0,1593^2}{4} \\
 \underline{S_{10}} &= 0,019931 \quad [m^2]
 \end{aligned}
 \tag{49}$$

Skutečná rychlost ve vývodním potrubí:

$$\begin{aligned}
 w_{vp} &= \frac{V}{S_{10}} \\
 w_{vp} &= \frac{0,3461}{0,019931} \\
 \underline{w_{vp}} &= 17,365 \quad [m \cdot s^{-1}]
 \end{aligned} \tag{50}$$

Vodní potrubí

Hmotnostní tok a hustota vstříkované vody:

$$\begin{aligned}
 \dot{m} &= 0,125 \quad [kg \cdot s^{-1}] \\
 \rho &= 958,8 \quad [kg \cdot m^{-3}]
 \end{aligned}$$

Objemový tok vody:

$$\begin{aligned}
 \dot{V}_v &= \frac{\dot{m}}{\rho} \\
 \dot{V}_v &= \frac{0,125}{958,8} \\
 \underline{\dot{V}_v} &= 0,0001304 \quad [m^3 \cdot s^{-1}]
 \end{aligned} \tag{51}$$

Rychlost vody:

$$w_v = 0,5 \quad [m \cdot s^{-1}]$$

Průřez potrubí:

$$\begin{aligned}
 S_v &= \frac{\dot{V}_v}{w_v} \\
 S_v &= \frac{0,0001304}{0,5} \\
 \underline{S_v} &= 0,0002608 \quad [m^2]
 \end{aligned} \tag{52}$$

$$\begin{aligned}
 d_v &= \sqrt{\frac{4 \cdot S_v}{\pi}} \\
 d_v &= \sqrt{\frac{4 \cdot 0,0002608}{\pi}} \\
 \underline{d_v} &= 0,01822 \quad [m]
 \end{aligned} \tag{53}$$

Volím trubku:

TR Ø 28 x 4 – ČSN 42 5715

$$d_{11} = 0,020 \quad [m]$$

$$S_{11} = \frac{\pi \cdot d_{11}^2}{4}$$

$$S_{11} = \frac{\pi \cdot 0,02^2}{4}$$

$$\underline{S_{11} = 0,000314} \quad [m^2]$$

(54)

Skutečná rychlost vody v potrubí:

$$w_{11} = \frac{V_v}{S_{11}}$$

$$w_{11} = \frac{0,0001304}{0,000314}$$

$$\underline{w_{11} = 0,42} \quad [m \cdot s^{-1}]$$

(55)

6. Analytický model vypařování

Analytický model vypařování řeší vzájemný přenos tepla, hmoty a hybnosti mezi oběma fázemi. Na základě vlastností vstřikované kapaliny a vlastností komprimovaného vzduchu nebo parovzduchové směsi vstupující do parogenerátoru vypočte potřebnou délku zařízení k odpaření vstřikované kapaliny. V případě dopadu kapek chladicí vody na stěnu, kapky na stěně mohou ulpívat a vytvářet vodní film nebo se mohou odrazit od stěny. Voda tvořící vodní film na stěně se rovněž odpařuje a ochlazuje okolní prostředí. V tomto případě se mohou použít při řešení dva přístupy.

První přístup:

Kapky po dopadu na stěnu končí svoji dráhu a dále nevstupují do procesu přenosu tepla, hmoty a hybnosti. Veškerá chladicí voda reprezentovaná těmito kapkami již nevstupuje do celkové bilance chlazení spojitě fáze.

Druhý přístup:

Kapky se po dopadu na stěnu odrazí a pokračují v procesu vzájemné interakce s okolní spojitou fází.

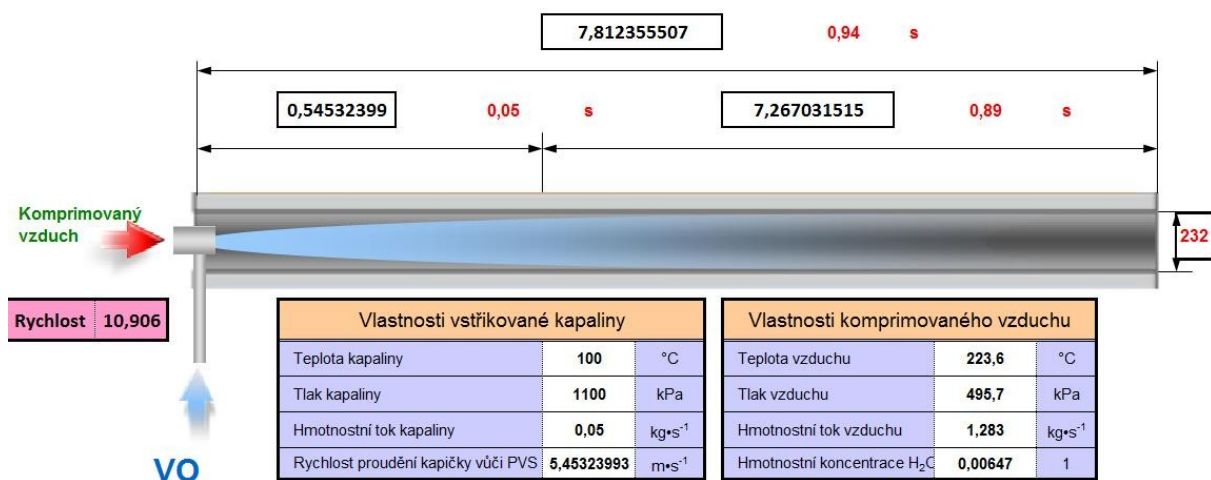
V případě vyšší rychlosti kapek v ústí trysky jich relativně velká část dopadá na stěnu a tudíž v případě prvního přístupu se již neúčastní procesu chlazení a zaniká, následkem čehož dojde k menšímu ochlazení vzduchu.

V případě horizontálního uspořádání je pokles teploty na stejné vzdálenosti až o 10 až 20 °C nižší ve srovnání s vertikálním uspořádáním, což v oblasti požadovaných teplot znamená prodloužení vzdálenosti o 5 až 10 metrů pro dosažení stejné teploty. U horizontálních variant dochází k tomu, že od vzdálenosti 3 až 4 metry od ústí trysky, kapičky vlivem gravitace klesají ke spodní části potrubí, kde se hromadí a tím klesá intenzita odparu a i chlazení.

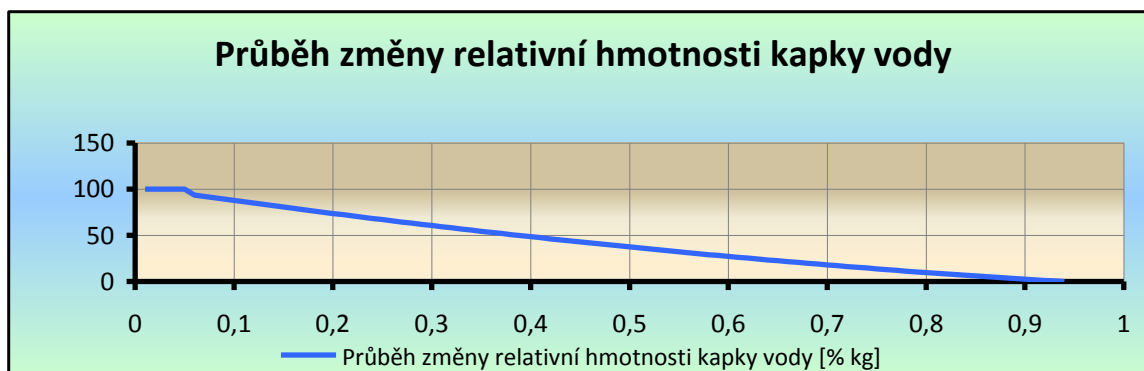
D [mm]	V [m/s]	[%]
215	60	38
215	30	22
215	15	14
350	60	35
350	30	18
430	60	30
430	30	14

Tab. 2 Podíl kapek dopadajících na stěnu pro vertikální uspořádání

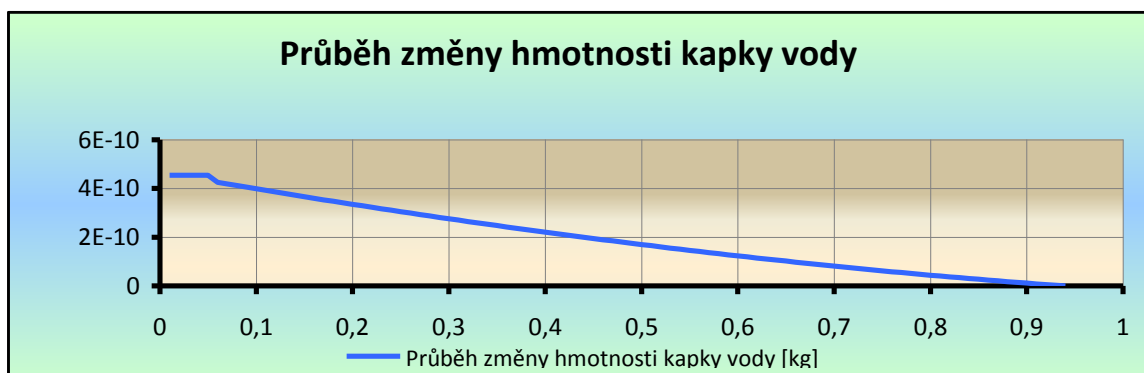
Vstřík 1



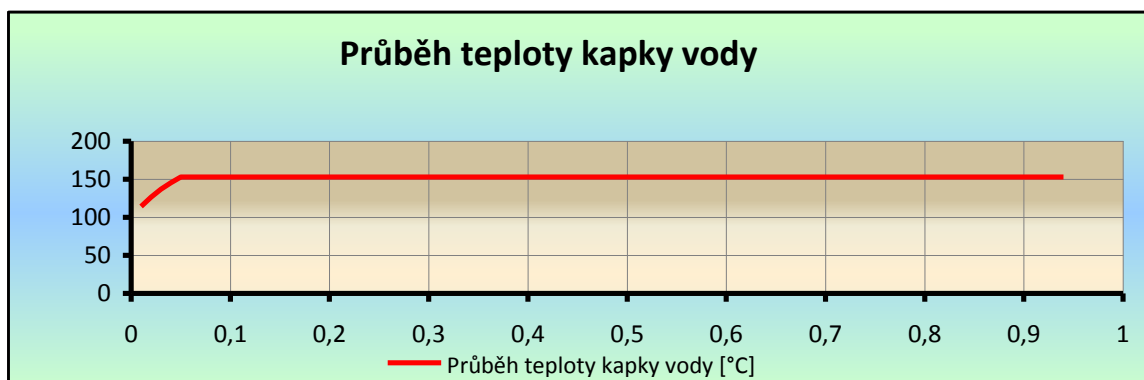
Obr. 17 Délka vstříkovacího zařízení pro vstřík 1



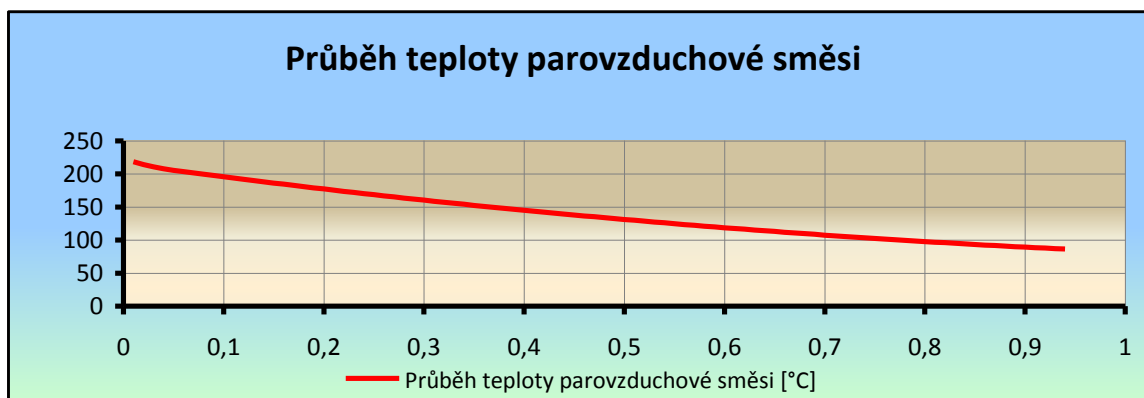
Obr. 18 Průběh změny relativní hmotnosti kapky vody u vstříku 1



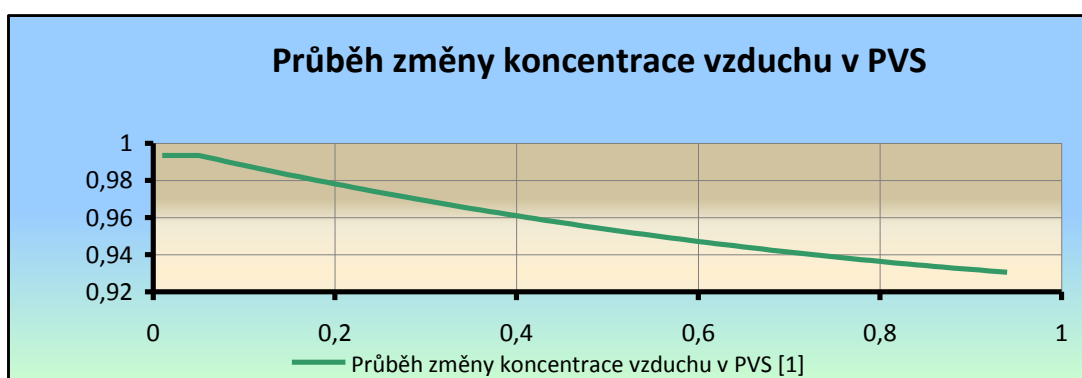
Obr. 19 Průběh změny hmotnosti kapky vody u vstříku 1



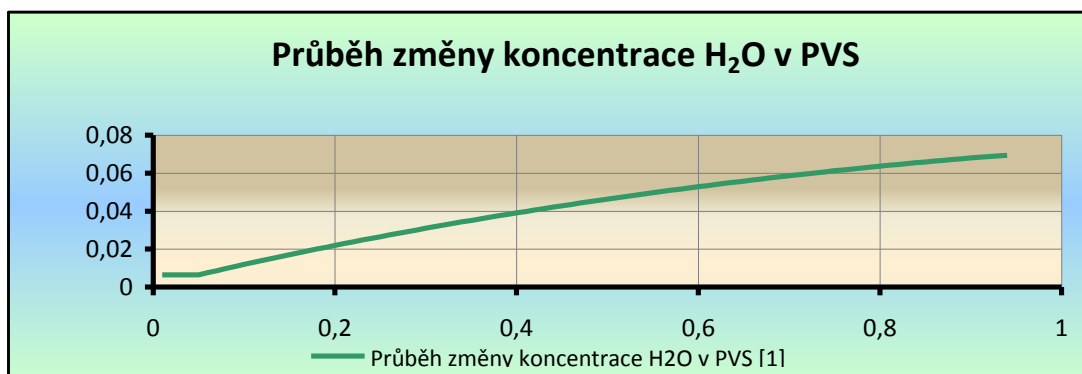
Obr. 20 Průběh teploty kapky vody u vstříku 1



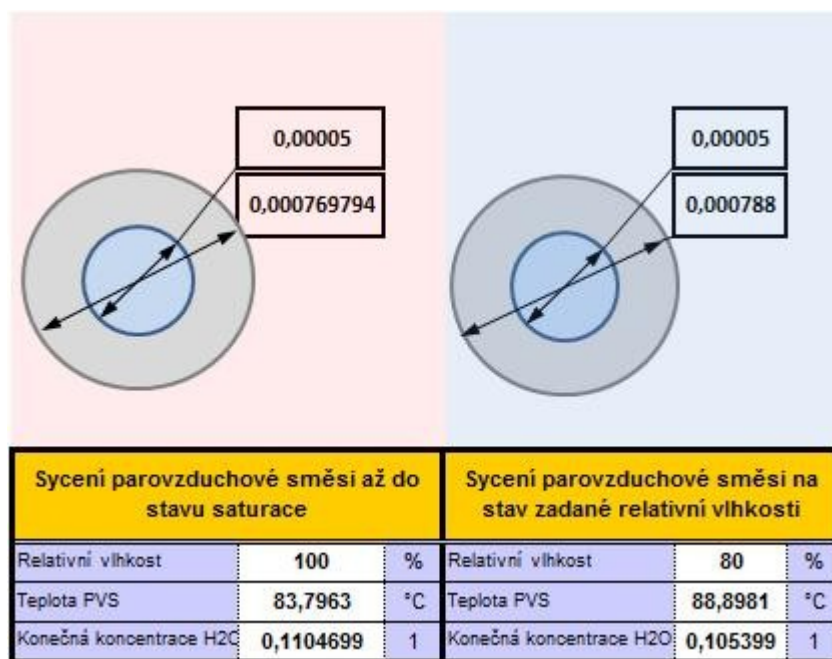
Obr. 21 Průběh teploty parovzduchové směsi u vstříku 1



Obr. 22 Průběh změny koncentrace vzduchu v PVS u vstříku 1



Obr. 23 Průběh změny koncentrace vody v PVS u vstříku 1



Obr. 24 Rozměr odpařované kapky

Na celý proces chlazení pomocí vstřikování kapaliny mají výrazný vliv parametry spreje vstřikované kapaliny, především pak velikost kapiček a jejich rychlost v ústí spreje. V případě horizontálního uspořádání dochází po několika metrech od vstřiku kapaliny ke klesání kapiček vody vlivem gravitace ke spodní části potrubí a tím k znerovnoměrnění teplotního pole. Proto je vhodnější použít řešení s vertikálním uspořádáním nebo řešení, které vyvolá proudění a promíchání vzduchu v příčném průřezu.

Vhodným řešením může být varianta s upravenou vstupní částí, kde přiváděný vzduch proudí úzkou mizikruhovou štěrbinou a za tryskou se náhle rozšiřuje do plného průřezu. Další variantou je řešení s vloženým vířičem, tvořený čtyřmi lopatkami, jenž má za cíl vytvořit tangenciální složku proudění a tím zvednout kapičky hromadící se ve spodní části.

7. Závěr

V úvodu této diplomové práce se věnuji transformaci tepelné energie v tepelných obězích a to především v Rankin – Clausiově cyklu a Braytonově cyklu, uvádím způsob transformace, výhody a jejich využití. Nejvyšší účinnost má kombinovaný cyklus. Tímto cyklem je také flexibilní energetický systém, který pro transformaci primární energie paliv na energii elektrickou využívá Braytonova nebo kombinovaného Braytonova a Rankin – Clausiova cyklu. Uvádím varianty a možnosti využití FES. Pro zadanou variantu FES jsem na základě základních parametrů sestavil oběh a vypočetl parametry medií ve výpočtových bodech. Následně jsem stanovil bilanci vstřiku a vlastnosti parovzduchové směsi. Vstřikování vody je uskutečněno ve vstřikovém generátoru paroplynové směsi. Je zde popsána funkce zařízení a technické provedení. Větší část je věnována vertikálnímu provedení vstřikovacího generátoru, jeho funkci a jeho výhodám oproti horizontálnímu uspořádání generátoru. Pro definované parametry vstřikového generátoru jsem vypracoval výpočtový projekt. Tento výpočet je stanoven pro první vstřik, tedy vstřikování vody do komprimovaného vzduchu. V poslední části diplomové práce jsem pro definované parametry pro první vstřik určil délku vstřikovacího zařízení za pomoci analytického modelu vypařování a zobrazil průběh teploty parovzduchové směsi a jiných hodnot. Na celý proces chlazení pomocí vstřikování kapaliny mají výrazný vliv parametry spreje vstřikované kapaliny, především pak velikost kapiček a jejich rychlost v ústí spreje.

8. Seznam použité literatury

- [1] VILIMEC; STÁREK; FES – Flexibilní energetický systém se zvýšenou účinností transformace primární energie tuhých i alternativních paliv a tepla odpadních spalin. All for power, 2008, 02/2008.
- [2] Interní literatura VÍTKOVICE POWER ENGINEERING
- [3] DLOUHÝ, T. *Výpočty kotlů a spalinových výměníků*. Skripta ČVUT Praha, 2002. ISBN 80 – 01 – 02591 – 8.
- [4] VILIMEC, L. *Řízení a regulace energetických zařízení*. Skripta VŠB TU Ostrava, 2008. ISBN 978 – 80 – 248 – 1853 – 5.

9. Seznam příloh

Příloha A	výpočtový model FES
Příloha B	sestava vstříkového generátoru